

Universidade Federal do Rio de Janeiro
Centro de Tecnologia
Escola Politécnica
Engenharia Naval e Oceânica



AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO NO PONTO DE PROJETO DE TURBINAS A GÁS EM OPERAÇÃO NA BACIA DE CAMPOS

Aluna

Carolina Bordini Braga

DRE: 108042104

Professor Orientador

Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro, D.Sc.



ESCOLA POLITÉCNICA
ENGENHARIA NAVAL E OCEÂNICA



“Avaliação do Desempenho no Ponto de Projeto de Turbinas a Gás em Operação na Bacia de Campos”

Projeto Final Submetido Ao Corpo Docente Do Departamento De Engenharia Naval E Oceânica Da Escola Politécnica Da Universidade Federal Do Rio De Janeiro Como Parte Dos Requisitos Necessários Para A Obtenção Do Grau De Engenheiro Naval e Oceânico.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil
Agosto de 2013

Aprovado por:

Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro, D.Sc.
(ORIENTADOR)

Luiz Antonio Vaz Pinto, D.Sc.

Carlos Rodrigues Pereira Belchior, D.Sc., COPPE/UFRJ

Rio de Janeiro, RJ – Brasil
Agosto de 2013

AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO NO PONTO DE PROJETO DE TURBINAS A GÁS EM OPERAÇÃO NA BACIA DE CAMPOS

Carolina Bordini Braga

Agosto/2013

Orientador: Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro

Departamento: Engenharia Naval e Oceânica

Resumo do Trabalho: Os fabricantes de turbinas a gás não fornecem, nos catálogos disponibilizados para a indústria, todas as informações necessárias para a avaliação do desempenho desses equipamentos. Nos catálogos dos modelos de turbinas a gás que operam na Bacia de Campos faltavam, por exemplo, informações de parâmetros como a razão de pressão, as eficiências isentrópicas do compressor e das turbinas, o PCI do combustível utilizado no cálculo da eficiência térmica do equipamento.

Por isso, antes de se realizar a avaliação do desempenho desses equipamentos fora do ponto de projeto (com a variação de carga) é necessário determinar os parâmetros de desempenho no ponto de projeto.

Neste trabalho foram calculados os parâmetros de desempenho, no ponto de projeto, de vários modelos de turbinas a gás aeroderivadas de dois eixos que estão em operação na Bacia de Campos.

DEDICATÓRIA

Aos meus pais, Washington Luiz e Maria da Conceição. Meus maiores exemplos.

Agradecimentos

Ao meu orientador, Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro pelo comprometimento, ensinamentos e dedicação excepcional durante o desenvolvimento desse trabalho.

À minha família, pelo apoio incondicional e necessário nesses 5 anos de formação, pelo suporte, educação, amor e carinho.

Aos amigos que fiz na Engenharia Naval, pelo companheirismo, amizade e por serem os principais motivadores do meu desenvolvimento como aluna.

À ANP, que financiou este estudo, e me deu a oportunidade de desenvolver um trabalho que pode ser aplicado na área de petróleo e gás.

Ao meu namorado, Gustavo Von Montfort, pelo companheirismo, apoio e carinho que me dedica a cada dia.

À Deus, por ter me iluminado ao longo de toda a minha trajetória acadêmica e por ter me dado força para que eu conseguisse cumprir essa etapa tão difícil e importante em minha vida.

ÍNDICE

ÍNDICE.....	6
1- INTRODUÇÃO	8
1.1- Objetivo do Projeto Final	8
2- PESQUISA BIBLIOGRÁFICA	10
2.1- Softwares Comerciais de Simulação de Desempenho de Turbinas a Gás	10
2.1.1- SOAPP	10
2.1.2- TURBOMATCH.....	12
2.1.3- GATE CYCLE	13
2.2- Tipos de Turbinas a Gás em Operação nas Plataformas Offshore de Produção .	15
2.2.1- Plataforma P-18.....	16
2.1.2- Plataforma P-19.....	18
2.1.3- Plataforma P-20.....	20
2.1.4- Plataforma P-26.....	22
2.1.5- Plataforma P-27.....	25
2.1.6- Plataforma P-33.....	26
2.1.7- Plataforma P-35.....	27
2.1.8- Plataforma P-37.....	29
3- MODELO TERMODINÂMICO DE UMA TURBINA A GÁS DE DOIS EIXOS OPERANDO NO PONTO DE PROJETO	32
3.1- Simulações de Desempenho no Ponto de Projeto e Fora do Ponto de Projeto ...	34
3.2- Propriedades de Estagnação	34
3.2.1- Entalpia de Estagnação.....	34
3.2.2- Temperatura de Estagnação	35
3.2.3- Pressão de Estagnação.....	35
3.3- Modelo Termodinâmico dos Dutos de Admissão e Exaustão.....	36
3.4- Modelo Termodinâmico do Compressor.....	37
3.5- Modelo Termodinâmico da Câmara de Combustão.....	40
3.6- Modelo Termodinâmico das Turbinas do Compressor (CT) e de Potência (PT)	42
4- ESTUDO DE CASOS.....	47
4.1- Estimativas dos Parâmetros de Desempenho	47
4.2- Análise do Desempenho do Turbogenerador Rolls-Royce da P-18	51
4.2.1- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás AVON 200-2648.....	51
4.2.1.1 – Análise do Resultado	53

4.2.2- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás AVON 200-2656.....	54
4.2.2.1 – Análise do Resultado	55
4.3- Análise do Desempenho do Turbogenerador Solar da P-19	56
4.3.1- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás MARS 90	56
4.3.1.1 – Análise do Resultado	57
4.3.2- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás MARS 100	58
4.3.2.1 – Análise do Resultado	59
4.4- Análise do Desempenho do Turbogenerador da P-20	60
4.4.1 – Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás GE-PGT5.....	60
4.4.1.1 – Análise do Resultado	61
4.5 - Análise do Desempenho do Turbogenerador Nuovo Pignone da P-26	62
4.5.1- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás PGT-10	62
4.5.1.1 – Análise do Resultado	63
4.5.2- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás PGT-16.....	64
4.5.2.1 – Análise do Resultado	65
4.6 - Análise do Desempenho do Turbogenerador Siemens da P-35.....	66
4.6.1- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás SGT-200	66
4.6.1.1 – Análise do Resultado	67
4.7- Análise do Desempenho do Turbogenerador Nuovo Pignone da P-37	68
4.7.1- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás PGT-25	68
4.7.1.1 – Análise do Resultado	69
4.7.2- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás PGT-25+.....	70
4.7.2.1 – Análise do Resultado	71
5- CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	72
6- REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	73

1- INTRODUÇÃO

As plataformas de petróleo têm alta dependência do sistema de geração de energia, tamanha a sua importância em seu funcionamento como na produção de petróleo. Com a descoberta da camada de pré-sal na costa brasileira, e a prospecção de petróleo em águas ultraprofundas, a manutenção das grandes máquinas se tornou crítica.

A turbina a gás, devido ao peso e ocupação reduzida de espaço, quando comparado com outros equipamentos motrizes, é o equipamento motor mais utilizado nas plataformas offshore de produção de petróleo. Além disso, a turbina a gás apresenta a oportunidade do uso da cogeração de energia com a utilização conjunta de caldeiras de recuperação e/ou turbinas a vapor, aumentando consideravelmente a eficiência do sistema.

Por serem essenciais nas plataformas petrolíferas, a confiabilidade destes equipamentos deve ser alta. Por meio da monitoração online do desempenho das turbinas a gás é possível a identificação precoce de defeitos, evitando assim falhas catastróficas que levem a uma parada não programada na produção de petróleo.

No presente trabalho foi realizado um levantamento de alguns dados operacionais de turbinas operando em algumas plataformas da Bacia de Campos. A partir desses dados foi possível obter, por meio de um modelo termodinâmico no ponto de projeto, os outros parâmetros de desempenho.

A análise no ponto de projeto é importante uma vez que é a partir desses dados que se realiza a análise de desempenho fora do ponto de projeto, onde se avalia o consumo de combustível em função da variação da carga.

1.1- Objetivo do Projeto Final

A análise de desempenho oferece informações importantes para o acompanhamento da condição dos turbogeradores e dos turbocompressores instalados nas plataformas offshore de produção de petróleo. Para isso, é necessário que se faça, numa etapa inicial, uma análise para estimar os parâmetros de desempenho que não são fornecidos pelos fabricantes.

Nos catálogos dos modelos de turbinas a gás que operam na Bacia de Campos faltavam, por exemplo, informações de parâmetros como a razão de pressão, as eficiências isentrópicas do compressor e das turbinas, o PCI do combustível utilizado no cálculo da eficiência térmica do equipamento.

O objetivo deste trabalho é calcular os parâmetros de desempenho, no ponto de projeto, de vários modelos de turbinas a gás aeroderivadas de dois eixos que estão em operação na Bacia de Campos.

2- PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

Para se analisar o desempenho de turbinas a gás tanto no ponto de projeto (Design Point Analysis - DP) quanto fora do ponto de projeto (Off-Design Point Analysis - ODP) necessita-se de uma série de dados específicos que o fabricante não disponibiliza nas suas publicações.

Por outro lado, os fabricantes possuem seus próprios softwares de análise de desempenho que são utilizados com várias finalidades, desde a estimativa de consumo de combustível até a identificação de falhas. Será visto neste capítulo, então, alguns exemplos dessas ferramentas como o SOAPP da Pratt and Whitney, GATE/CYCLE desenvolvido pela Enter Software, Inc. e o TURBOMATCH de MACMILLAN & PALMER da Universidade Cranfield, na Inglaterra.

Também, neste capítulo, serão apresentados os modelos de turbinas a gás em operação em algumas plataformas offshore que estão em operação na Bacia de Campos.

2.1- Softwares Comerciais de Simulação de Desempenho de Turbinas a Gás

2.1.1- SOAPP

O fabricante Pratt & Whitney desenvolveu um modelo de dinâmica não linear de uma Turbina completa, o programa de propulsão conhecido como SOAP. Este modelo é uma ótima representação (erro mínimo) de um motor operando na faixa de potência máxima para operação no estado estacionário como no transiente. Esta simulação é um modelo não linear com alta fidelidade e controle que representa cada um dos componentes da máquina. Contudo, este não simula em tempo real a turbina a gás (GURBUX *et al.*).

Para utilização em tempo real, um sistema linearizado chamado de SVM foi desenvolvido a partir do modelo SOAPP. Para cobrir toda a operação, foram desenvolvidos 49 modelos. Esses modelos se comparam bem com o modelo não linear de uma turbina aeroderivada em larga escala e testes com dados reais podem ser implementadas de forma eficiente em tempo real. A Figura (2.1) mostra um modelo de simulação para o turbina F100 com base na formulação de estado variável.

O algoritmo exige que as variáveis listadas na Tabela (2.1), que são funções do estado da máquina e das variáveis de controle de entrada. Tais variáveis incluem as saídas de motores que não podem ser medidas, mas são necessários para calcular as medidas do desempenho do motor. Um conjunto adicional de variáveis, que são funções não lineares das variáveis de saída, não medidos, estão listados na Tabela (2.2). Estas variáveis são utilizadas para prever tanto o desempenho do motor e as limitações necessárias para desenvolver controladores ótimos do motor.

Tabela 2. 1 - Variáveis lineares auxiliares de saída, requisitos do algoritmo PSC (GURBUX *et al*, 1990).

Table 1. Linear auxiliary output variables, PSC algorithm requirements.

$P_{T_{2.5}}$	compressor inlet total pressure
P_B	burner static pressure
P_{T_6}	afterburner inlet total pressure
$T_{T_{2.5}}$	compressor inlet total temperature
T_{T_3}	burner inlet total temperature
T_{T_4}	burner exit total temperature
$T_{T_{4.5}}$	low turbine inlet total temperature
T_{T_6}	afterburner inlet total temperature
WC_{FAN}	corrected fan air flow
WC_{HPC}	corrected compressor air flow

Tabela 2. 2 - Variáveis não lineares da Turbina (GURBUX *et al*., 1990).

Table 2. Nonlinear engine variables.

D_{NOZ}	nozzle drag
D_{RAM}	ram drag
F_G	gross thrust
F_{NP}	net propulsive force
P_{T_7}	nozzle throat total pressure
SM_F	fan stall margin
SM_{HC}	high compressor stall margin
T_{T_7}	nozzle throat total temperature

2.1.2- TURBOMATCH

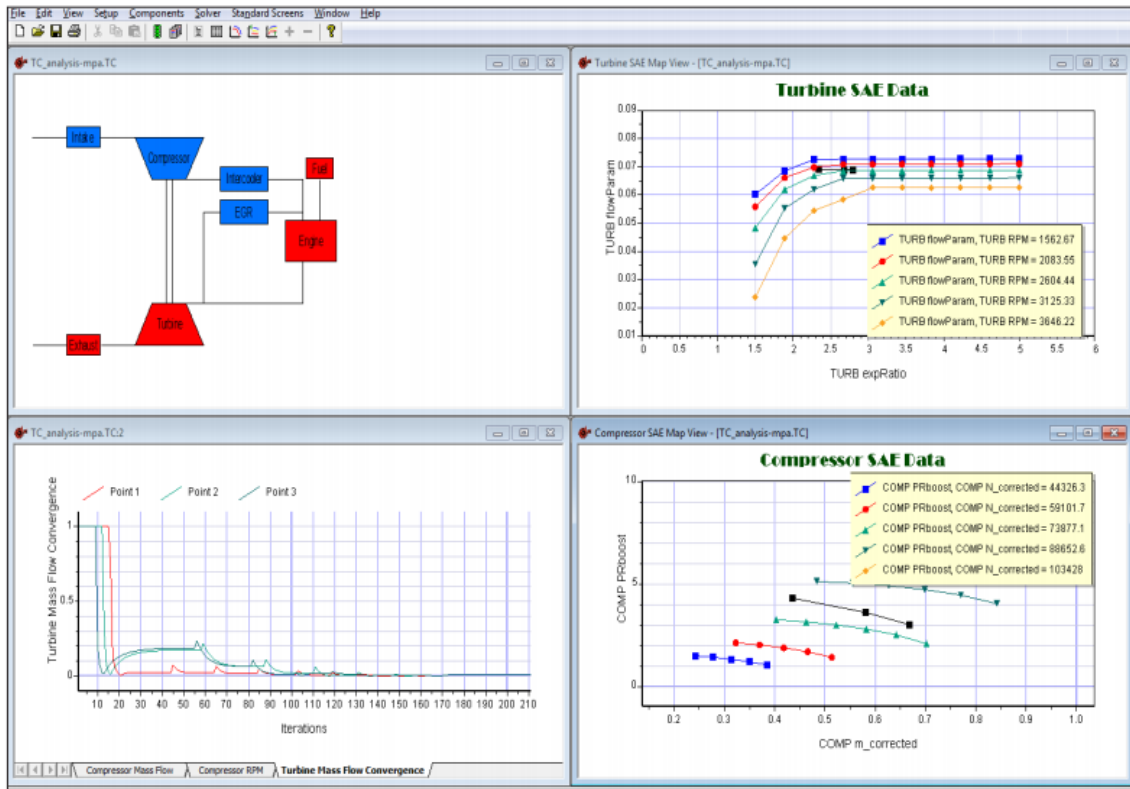


Figura 2. 1 - Saída do programa Turbomatch com faixa de operação do Turbo alimentador (<http://www.conceptsnrec.com/ConceptsNREC/media/Data-Sheets/Software/CN_TurboMatch.pdf> Acesso em: Agosto de 2013)

A versão mais recente do modelo TURBOMATCH, que é usado na simulação de Turbinas a Gás, alimentada a gás natural. Este modelo, que foi desenvolvido e escrito na Universidade de Craneld, facilita cálculos de desempenho no ponto e fora do ponto de projeto para Turbinas a Gás (PALMER J., 1983).

Este modelo tem a vantagem de se fazer uma otimização preliminar, rápida, do sistema de turbomáquinas, identificando a faixa de operação completa de um sistema turbo alimentador, como mostrado na Figura 2.1. Dessa forma, este modelo permite que se faça um estudo completo da influencia do duto de admissão/exaustão, de geometria variável, recirculação dos gases de escape e perdas de componentes no sistema e do desempenho, por exemplo.

Este programa baseia-se no equilíbrio termodinâmico de uma TG utilizando o método de combinação de componentes nos quais as compatibilidades dos fluidos entre o compressor e a turbina são determinados (JABER et al., 1998). Por meio de palavras-chave, várias rotinas pré-programadas podem ser chamadas para simular a ação de

diferentes componentes da máquina, de modo que resulta, finalmente, na saída de potência do sistema, consumo de combustível, parâmetros de desempenho dos componentes individuais e das propriedades de gás em diversos estados da máquina.

2.1.3- GATE CYCLE

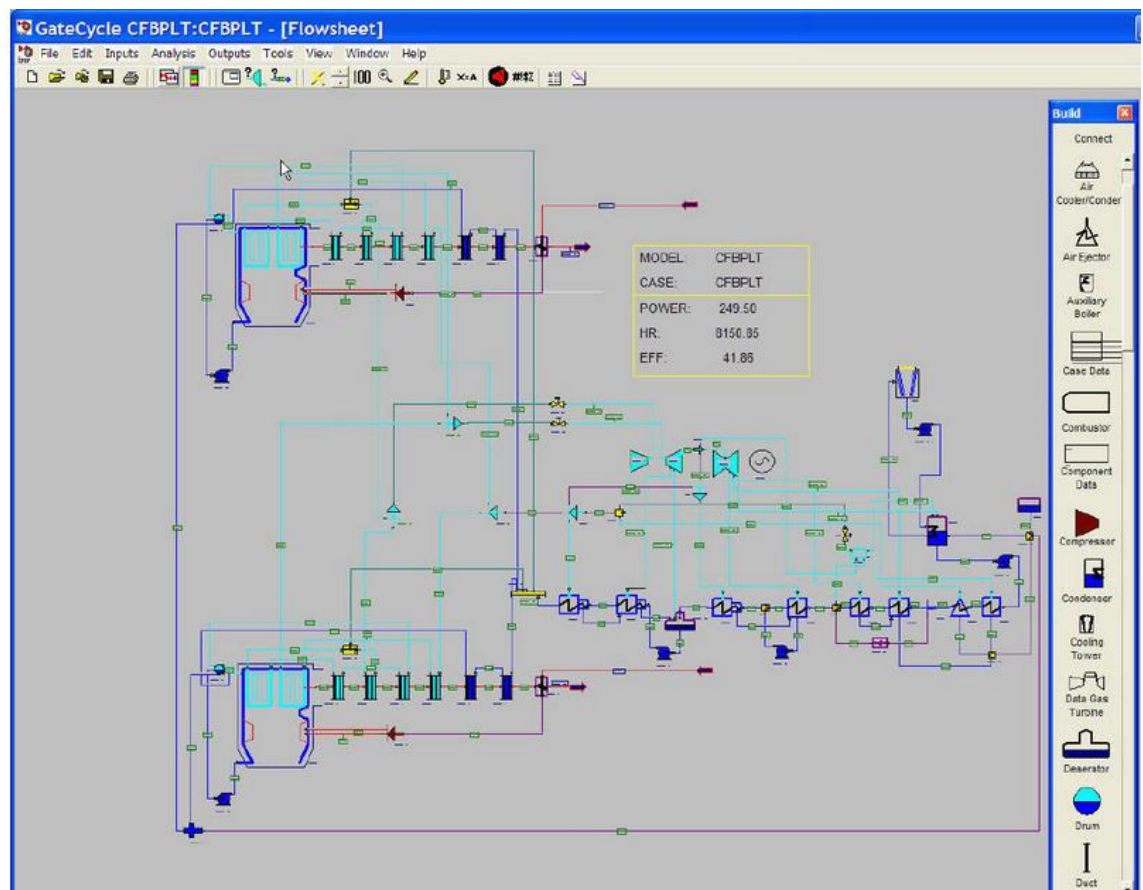


Figura 2. 2 - Ilustração do Programa Gate Cycle de uma turbina com ciclo combinado
(Site <<http://www.wyattllc.com/GateCycle/>> Acesso em: Agosto 2013)

O programa GATE CYCLE da General Electric (GE), foi desenvolvido pela Enter Software, Inc., sob o patrocínio do Electric Power Research Institute. Este software tem a finalidade de avaliar o desempenho fora e no ponto de projeto das turbinas a gás utilizadas nas plantas de geração de potência. O modelo baseia-se também na energia e no fluxo dos componentes da turbomáquina. Isto é, os componentes são aerodinamicamente acoplados, satisfazendo a continuidade de massa e são acopladas por eixo, de modo a garantir o balanço energético (JABER et al, 1998).

Este software fornece uma paleta de ícones (mostrado na Figura 2.2) com equipamentos comuns que podem ser usados para construir modelos detalhados de, por exemplo, ciclo combinado e ciclo simples. O modelo GateCycle pode ser usado para executar o monitoramento detalhado do desempenho, repotenciação e modernização do sistema.

O modelo inclui mapas de compressores e procedimentos de análise do fluxo da turbina que são responsáveis por mudanças na composição molecular do gás. O código “GATE” pode modelar o desempenho de turbinas a gás existentes, enquanto o código CYCLE é utilizado para modelar o ciclo de vapor (isto é, envolve o gerador de vapor de recuperação de calor, assim como a turbina a vapor e os seus acessórios). Estes dois códigos são programas distintos. Tal pacote é considerado como sendo uma das ferramentas mais poderosas e precisas disponíveis. Este pode prever o comportamento de energia com base em turbinas a gás baseado em plantas de potência com precisão de 1% do medido, na prática, (ERBES M. et AL, 1989; PALMER C.A. et AL, 1993).

Este software é capaz de prever alguns efeitos como:

- Mudança do tipo de combustível;
- Variações no ambiente;
- Múltipla pressão do HRSG*;
- Incrustação nos componentes;
- Operação em carga parcial;
- Perdas de pressão;
- Secções paralelas do HRSG*;
- Injeção de vapor;
- Modificações de máquinas;
- Operações de torre de resfriamento;

*HRSG (Heat Recovery Steam Generator): Caldeira de recuperação de vapor.

2.2- Tipos de Turbinas a Gás em Operação nas Plataformas Offshore de Produção

As plataformas de petróleo têm alta dependência do sistema de geração de energia por funcionarem como uma ilha artificial em alto mar. Esse sistema não só é responsável por manter as operações de exploração da plataforma como também de garantir habitabilidade aos trabalhadores.

As turbinas a gás também podem utilizar como combustível o gás natural, disponível em larga escala nos poços explorados. No rol de exigências ainda devem ser citadas a facilidade de manutenção, a confiabilidade e a disponibilidade deste equipamento. Por terem projeto modular e facilidade de reposição de peças, os modelos aeroderivados não têm concorrência em relação à manutenção.

Neste contexto serão apresentadas algumas configurações e informações operacionais de turbinas a gás das plataformas P-18, P-19, P-20, P-26, P-27, P-33, P-35 e P-37 em operação na Bacia de Campos.

2.2.1- Plataforma P-18



Figura 2. 3- Ilustração da Plataforma P-18 (Odebrech, <<http://www.odebrechtonline.com.br/edicaoonline/2011/07/26/uma-senhora-plataforma/>>Acesso em: Agosto de 2013).

As turbinas a gás em operação nesta plataforma apresentam tanto a função de acionar um compressor (Turbocompressor) como também um gerador elétrico (Turbogerador). As respectivas configurações estão mostradas abaixo nas Figuras 2.4 e 2.5.

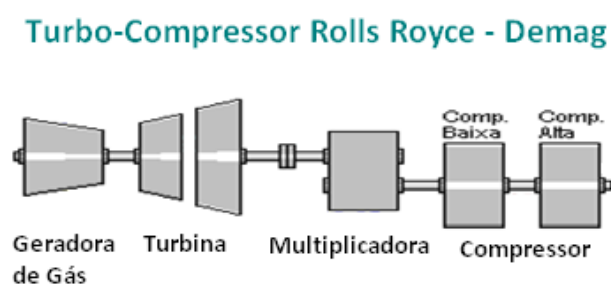


Figura 2. 4 - Configuração Turbo-Compressor: Rolls Royce/Demag (TROYMAN A. C. R., 1994).

Turbo-Gerador Rolls Royce - ABB

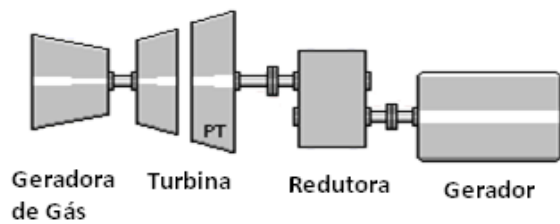


Figura 2. 5 - Configuração Turbo – Gerador: Rolls Royce/ ABB (TROYMAN A. C. R., 1994).

As informações operacionais e de desempenho das turbinas a gás representada pela Figura 2.6 estão mostradas abaixo na Tabela 2.3.

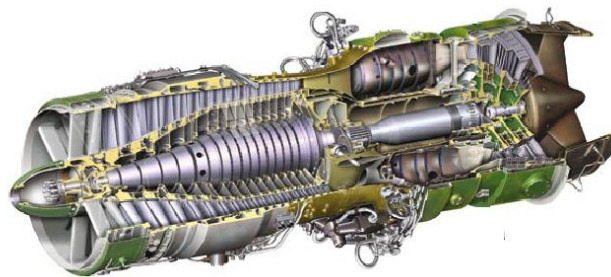


Figura 2. 6 - Modelo da Turbina Avon 200 da Rolls Royce (Catálogo da Rolls Royce)

Tabela 2. 3- Informações Operacionais da Turbina Rolls Royce (Catálogo da Rolls Royce)

c		
Rolls Royce		
Modelo:	Avon 200 -2648	
Especificação		Unidade
Potência	16347	kW
Rotação	55000	rpm
Taxa de Calor	11943	kJ/kWh
Temperatura de exaustão	426	°C
Vazão dos Gases de Exaustão	81	kg/s
Peso total	22680	kg
Razão de Pressão	-	

Marca:		
Rolls Royce		
Modelo:	Avon 200 -2656	
Especificação		Unidade
Potência	17007	kW
Rotação	4950	rpm
Taxa de Calor	11511	kJ/kWh
Temperatura de exaustão	420	°C
Vazão dos Gases de Exaustão	81	kg/s
Peso total	23580	kg
Razão de Pressão	-	

2.1.2- Plataforma P-19



Figura 2. 7- Foto da Plataforma P-19 (Petrobras, <<http://www.petrobras.com.br/pt/noticias/producao-de-petroleo-registra-recorde-em-setembro/>> Acesso em : Agosto de 2013).

As configurações estão mostradas nas Figuras 2.8 e 2.9 a seguir.

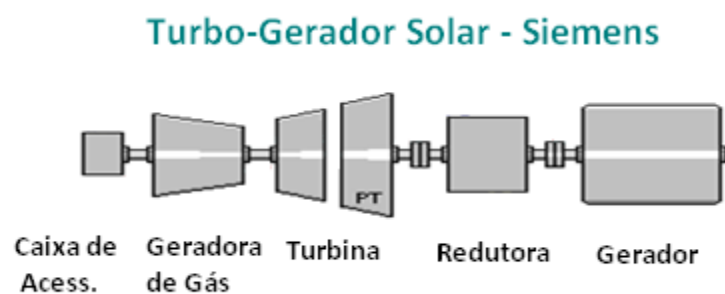


Figura 2. 8 - Configuração Turbogenerador: Mars/ Solar – Siemens (TROYMAN A. C. R., 1994).

Turbo-Compressor Solar-Dresser

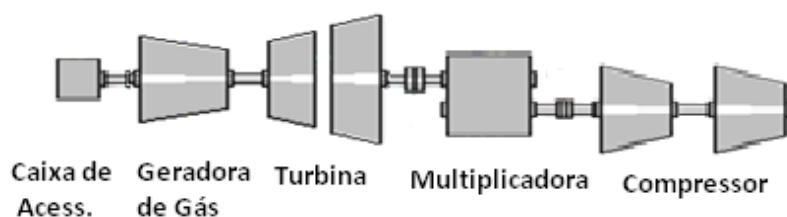


Figura 2. 9 - Configuração Turbocompressor: Mars/ Solar – Dresser (TROYMAN A. C. R., 1994).

As informações operacionais e de desempenho destas turbinas estão mostradas abaixo na Tabela 2.4.

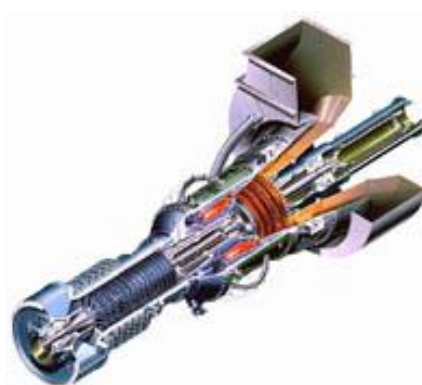


Figura 2. 10- Ilustração da Turbina Mars da Solar Turbines da P-19 (Catálogo da Solar Turbines)

Tabela 2. 4- Informações Operacionais da Turbina da Solar Turbine da P-19 (Catálogo da Solar Turbines)

Marca: Solar Turbine		
Modelo: Mars 90		
Especificação		Unidade
Potência	9450	Kwe
Rotação		rpm
Taxa de Calor	11300	kJ/kWh
Temperatura de exaustão	465	°C
Vazão dos Gases de Exaustão	144590	kg/s
Peso total	-	kg
Razão de Pressão	-	

Marca: Solar Turbines		
Modelo: Mars 100		
Especificação		Unidade
Potência	10695	Kwe
Rotação	-	rpm
Taxa de Calor	11090	kJ/kWh
Temperatura de exaustão	485	°C
Vazão dos Gases de Exaustão	149930	kg/h
Peso total	-	kg
Razão de Pressão	-	

2.1.3- Plataforma P-20



Figura 2. 11- Ilustração da Plataforma P-20 (Wikipedia, <<http://pt.wikipedia.org/wiki/Petrobras>> Acesso em: Agosto 2013).

A configuração da turbina esta representada na Figura 2.12 abaixo.

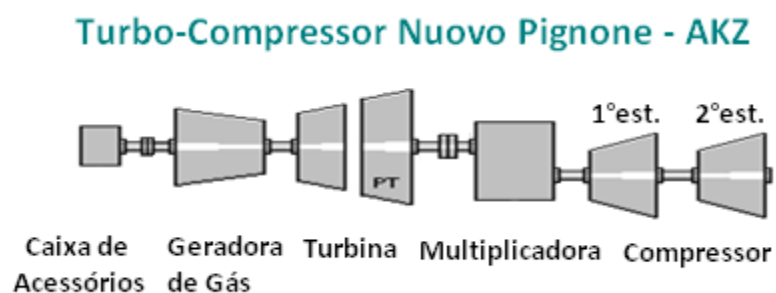


Figura 2. 12- Configuração Turbocompressor da P-20: GE ou Solar Tubine /Nuovo Pignone – AKZ (TROYMAN A. C. R., 1994).

As informações operacionais e de desempenho destas turbinas estão mostradas abaixo nas Tabelas 2.5 e 2.6 abaixo.

Tabela 2. 5- Informações Operacionais da Turbina da GE Energy da P-20 (Catálogo da GE Energy)

Marca:		GE energy
Modelo:		GE-PGT5
Especificação		Unidade
Potência	5440	Kw
Rotação	-	rpm
Taxa de Calor	13470	kJ/kWh
Temperatura de exaustão	533	°C
Vazão dos Gases de Exaustão	25,8	kg/s
Peso total	-	kg
Razão de Pressão	-	

Tabela 2. 6- Informações Operacionais das Turbinas da Solar Turbines da P-20
(Catálogo da GE Energy)

Marca:		Solar Turbine
Modelo:		Mars 90
Especificação		Unidade
Potência	9450	Kwe
Rotação		rpm
Taxa de Calor	11300	kJ/kWh
Temperatura de exaustão	465	°C
Vazão dos Gases de Exaustão	144590	kg/s
Peso total	-	kg
Razão de Pressão	-	

Marca:		Solar Turbines
Modelo:		Mars 100
Especificação		Unidade
Potência	10695	Kwe
Rotação	-	rpm
Taxa de Calor	11090	kJ/kWh
Temperatura de exaustão	485	°C
Vazão dos Gases de Exaustão	149930	kg/h
Peso total	-	kg
Razão de Pressão	-	

2.1.4- Plataforma P-26



Figura 2. 13- Foto da Plataforma P-26 (Noticias R7, <<http://noticias.r7.com/economia/fotos/veja-como-funciona-uma-plataforma-de-petroleo-da-petrobras-20100813.html>> Acesso em: Agosto 2013).

As configurações podem ser vistas nas Figuras 2.14 e 2.15 abaixo:

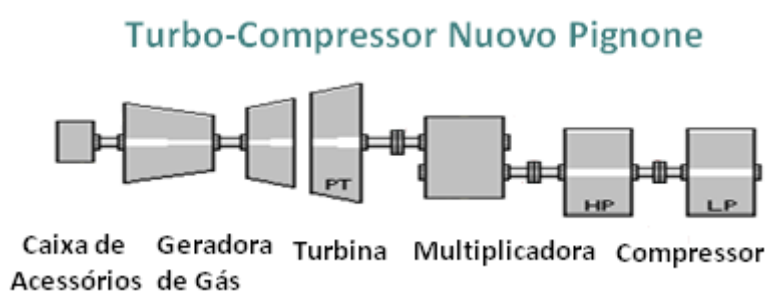


Figura 2. 14- Configuração Turbocompressor: PGT10 ou PGT26 /Nuovo Pignone (TROYMAN A. C. R., 1994).

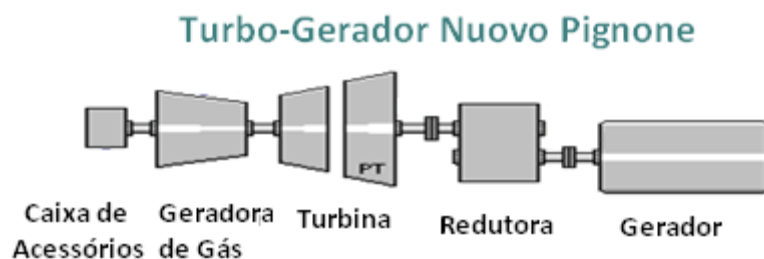


Figura 2. 15 - Configuração Turbogenerador: PGT10 ou PGT26 /Nuovo Pignone (TROYMAN A. C. R., 1994).

As informações operacionais e de desempenho das turbinas das Figuras 2.16 e 2.15 estão apresentadas nas Tabelas 2.7 e 2.8, respectivamente.

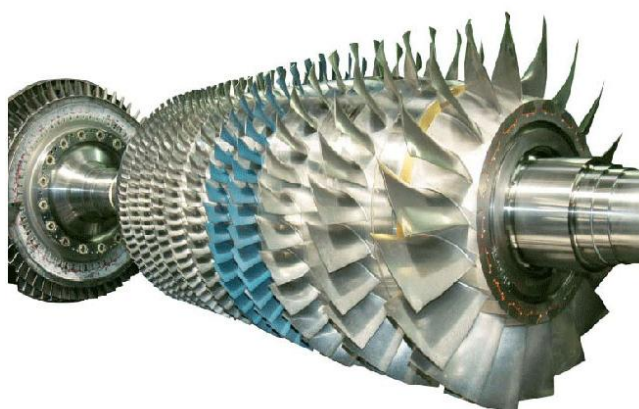


Figura 2. 16- Ilustração da Turbina PGT-10 em operação na P-26 (Catálogo da Nuovo Pignone)

Tabela 2. 7- Informações Operacionais da Turbina PGT-10 da P-26 (Catálogo da Nuovo Pignone)

Marca:		Nuovo Pignone
Modelo:		PGT-10
Especificação		Unidade
Potência	14300	HP
Rotação	7900	rpm
Taxa de Calor	7810	BTU/HPH
Temperatura de exaustão	484	°C
Vazão dos Gases de Exaustão	81	kg/s
Peso total		kg
Razão de Pressão	14	



Figura 2. 17- Ilustração da Turbina PGT-26 em operação na P-26 (Catálogo da GE Energy)

Tabela 2. 8- Informações da Turbina PGT-16 em operação na P-26 (Catálogo da GE Energy)

Marca:		GE energy
Modelo:		PGT-16
Especificação		Unidade
Potência	3720	kW
Rotação	7900	rpm
Taxa de Calor	10295	kJ/kWh
Temperatura de exaustão	491	°C
Vazão dos Gases de Exaustão	47.3	kg/s
Peso total		kg
Razão de Pressão	20.2	
Eficiência	35	%

2.1.5- Plataforma P-27



Figura 2. 18- Ilustração da P-27 (Pingon <<http://www.pingon.com.br/offshore.htm#>> Acesso em: Agosto 2013).

A configuração pode ser vista na Figura 2.19 abaixo:

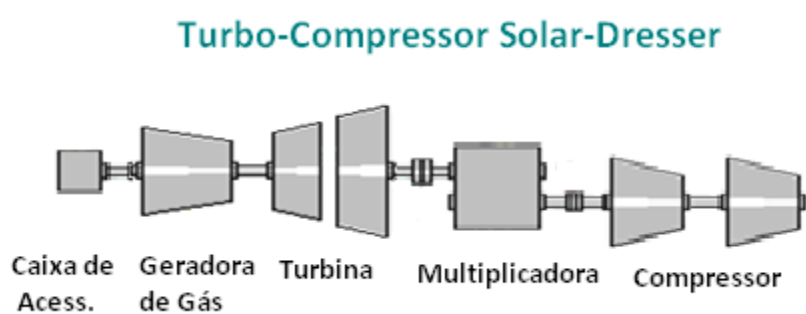


Figura 2. 19- Configuração Turbocompressor: Mars/Solar-Dresser (TROYMAN A. C. R., 1994).

As turbinas em operação na P-27 são as mesmas da P-19, representada na Figura 2.13 e suas especificações na Tabela 2.4.

2.1.6- Plataforma P-33



Figura 2. 20- Foto da P-33 (Portal Naval, <<http://www.portalnaval.com.br/noticia/30908/anp-interdita-plataforma-p-33>> Acesso em: Agosto 2013).

A configuração da turbina pode ser vista na Figura 2.24 abaixo.

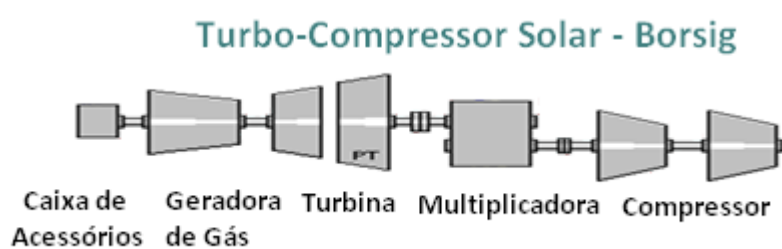


Figura 2. 21 - Configuração Turbocompressor: Mars/Solar-Borsing (TROYMAN A. C. R., 1994).

As turbinas em operação na P-33 são as mesmas da P-19, representados pela Figura 2.10 e suas especificações estão apresentadas na Tabela 2.4.

2.1.7- Plataforma P-35



Figura 2. 22- Foto da Plataforma P-35 (Poder Naval
<<http://www.naval.com.br/blog/tag/p-35/#axzz2c3kivFu9>> Acesso em: Agosto 2013).

As configurações das turbinas podem ser vista nas Figuras 2.24 e 2.25 abaixo.

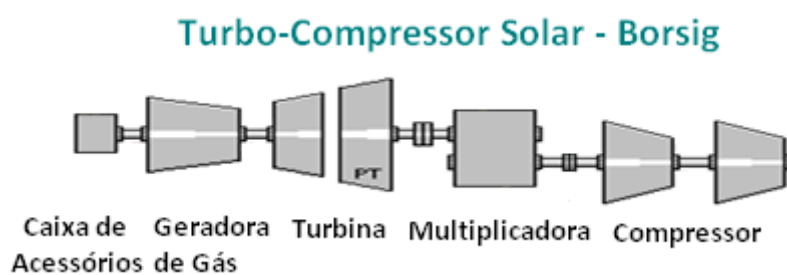


Figura 2. 23- Configuração Turbocompressor: SGT-200/Solar-Borsing (TROYMAN A.
C. R., 1994).

Turbo-Gerador Siemens - EGT/Alstom

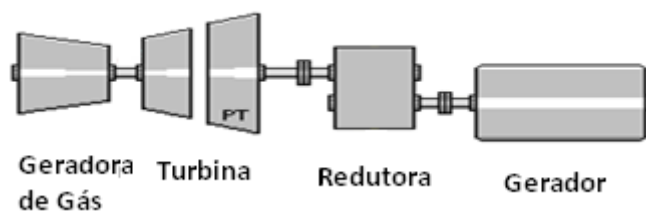


Figura 2. 24 - Configuração Turbogenerador: SGT-200/ Siemens - EGT (TROYMAN A. C. R., 1994).

As informações operacionais e de desempenho da turbina da Figura 2.25, estão representadas na Tabela 2.9 abaixo.

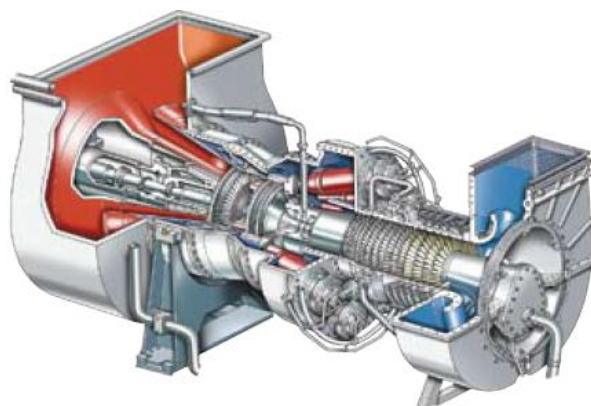


Figura 2. 25- Ilustração da Turbina em operação na P-35 (Catálogo da Siemens).

Tabela 2. 9 - Informações Operacionais da Turbina SGT-200 em operação na P-35 (Catálogo da Siemens).

Marca:		Siemens
Modelo:		SGT-200
Especificação		Unidade
Potência	6,75	MW(e)
Rotação	11053	rpm
Taxa de Calor	11418	kJ/kWh
Temperatura de exaustão	466	°C
Vazão dos Gases de Exaustão	29,3	kg/s
Peso total	-	kg
Razão de Pressão	12,2:1	
Eficiência	31,5	%
Frequência	50/60	Hz

2.1.8- Plataforma P-37



Figura 2. 26- Foto da Plataforma P-37 (Jurong Shipyard <<http://www.jspl.com.sg/index.php?page=partners-for-growth>> Acesso em: Agosto 2013).

As configurações das turbinas podem ser vista nas Figuras 2.27 e 2.28 abaixo.

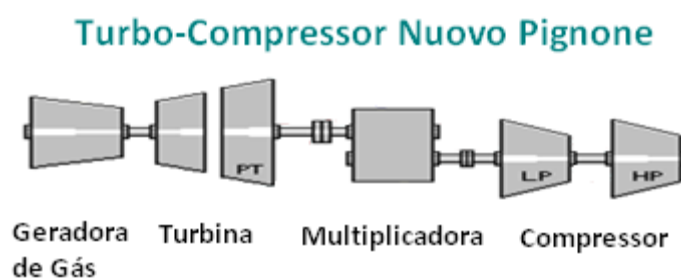


Figura 2. 27- Configuração Turbocompressor: Nuovo Pignone/Nuovo Pignone (TROYMAN A. C. R., 1994).

Turbo-Gerador Nuovo Pignone - Toshiba

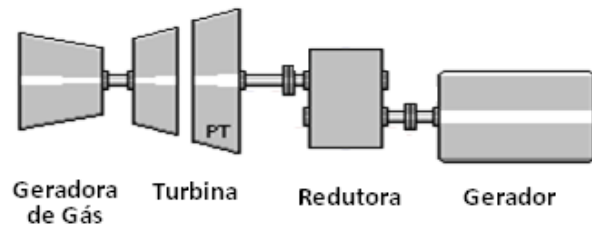


Figura 2. 28- Configuração Turbogenerador: Nuovo Pignone/Toshiba (TROYMAN A. C. R., 1994).

As informações operacionais e de desempenho das turbinas das Figuras 2.29 e 2.30 estão mostradas na Tabela 2.10 e 2.11, respectivamente.

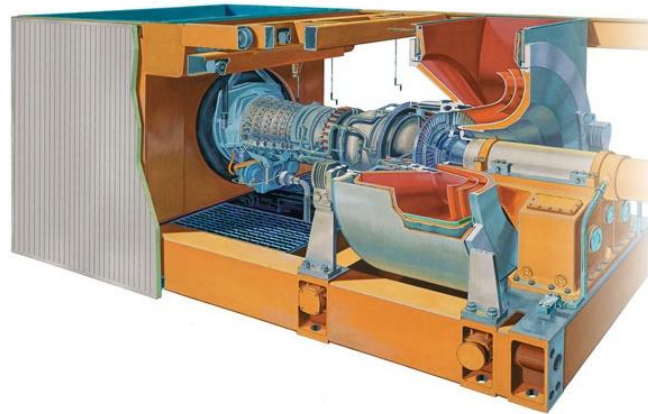


Figura 2. 29 - Ilustração da turbina PGT-25 (Catálogo da Nuovo Pignone).

Tabela 2. 10- Informações operacionais da PGT-25 em operação na P-37 (Catálogo da Nuovo Pignone).

Marca:		Nuovo Pignone
Modelo:		PGT-25
Especificação		Unidade
Potência	22417	Kw
Rotação	6500	rpm
Taxa de Calor	9919	kJ/kWh
Temperatura de exaustão	525	°C
Vazão dos Gases de Exaustão	68,9	kg/s
Peso total	-	kg
Razão de Pressão	17.9	
Eficiência	36,3	%
Frequência		Hz

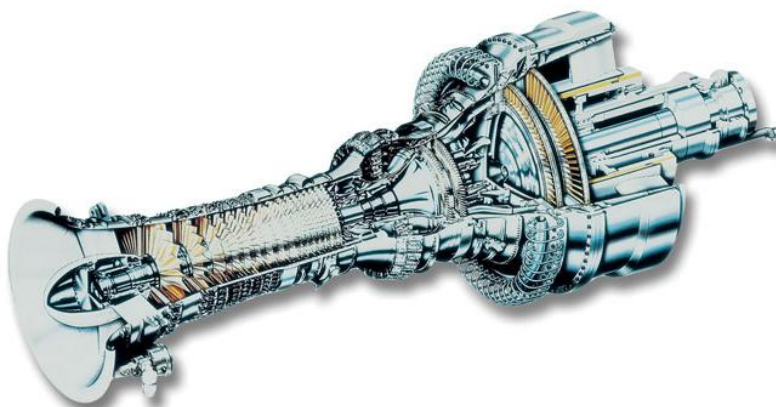


Figura 2. 30- Turbina PGT-25 + em operação na P-37(Catálogo da Nuovo Pignone).

Tabela 2. 11- Informações Operacionais da Turbina PGT-25 em operação na P-37 (Catálogo da Nuovo Pignone).

Marca:		Nuovo Pignone
Modelo:		PGT-25+
Especificação		Unidade
Potência	30226	Kw
Rotação	6100	rpm
Taxa de Calor	9084	kJ/kWh
Temperatura de exaustão	500	°C
Vazão dos Gases de Exaustão	84,3	kg/s
Peso total	-	kg
Razão de Pressão	21.5	
Eficiência	39,6	%
Frequência		Hz

3- MODELO TERMODINÂMICO DE UMA TURBINA A GÁS DE DOIS EIXOS OPERANDO NO PONTO DE PROJETO

Para a modelagem termodinâmica das Turbinas a gás, faz-se necessário analisar o desempenho dos ciclos ideais das mesmas. Dessa forma, o trabalho específico e eficiência do ciclo, dependem apenas da relação de pressão e da temperatura máxima do ciclo.

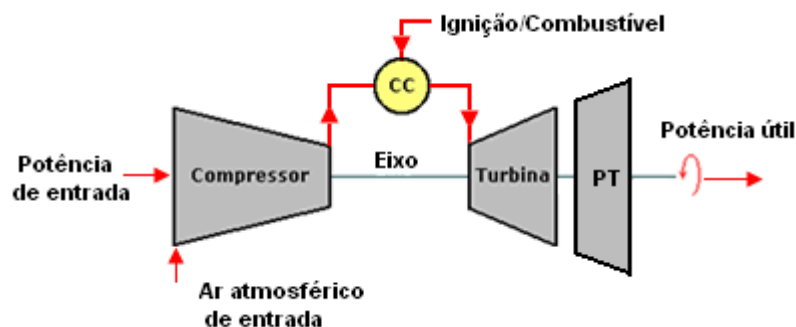


Figura 3. 1– Componentes de uma Turbina a Gás de dois Eixos com Turbina de Potência

O Ciclo ideal para uma turbina simples à gás é chama de Ciclo de Joule (ou Brayton). Trata-se de uma aproximação dos processos térmicos que ocorrem nas turbinas a gás, descrevendo variações de estado como pressão e temperatura dos gases. A turbina a gás real difere do modelo ideal, devido às irreversibilidades no compressor e na turbina propriamente dita e devido à perda de carga nas passagens do fluido e na câmara de combustão.

Para melhor entendimento do problema, segue as considerações feitas quando se analisa os ciclos ideais de turbinas a gás:

- (a) A compressão e a expansão são processos reversíveis, adiabáticos e isentrópicos.
- (b) Não há perda de pressão na entrada de dutos na câmara de combustão, dos trocadores de calor, dutos de exaustão e de conexão;
- (c) O fluido de trabalho tem a mesma composição em todo o ciclo e trata-se de um gás perfeito com calor específico constante;
- (d) O fluxo de massa é constante em todo o ciclo;
- (e) A câmara de combustão é considerada como sendo substituída por um aquecedor com uma fonte externa de calor.

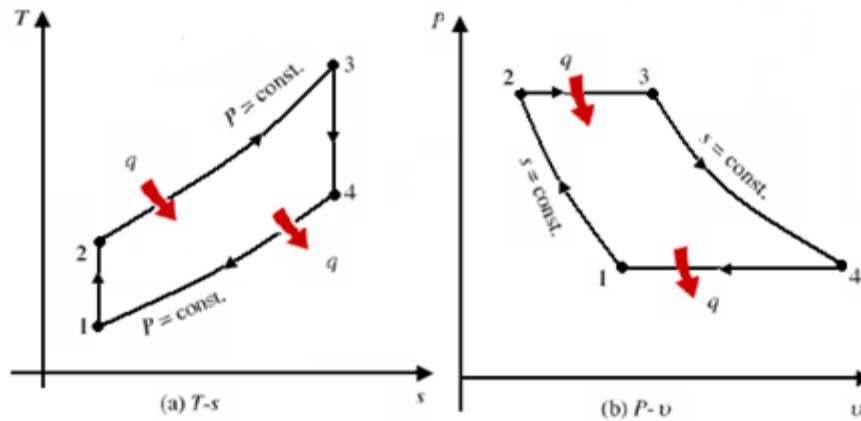


Gráfico 3. 1- Diagrama T-s e p-v do Ciclo Brayton Ideal

Em suma, o ciclo real difere-se do ciclo ideal pelas seguintes razões (COHEN, ROGERS e SARAVANAMUTTO, 1996):

- (a) A velocidade do fluido nas turbomáquinas é alta, assim a variação da energia cinética na entrada e na saída de cada componente não pode ser desprezada. Além disso, os processos de compressão e expansão são adiabáticos irreversíveis e, portanto, envolvem um aumento de entropia;
- (b) O atrito do fluido resulta em perdas de pressão nas câmaras de combustão e nos trocadores de calor e também nos dutos de entrada e saída.
- (c) É preciso um trabalho maior do que o necessário no processo de compressão para superar as perdas por rolamento e fricção na transmissão entre o compressor - turbina e para conduzir os componentes auxiliares tais como bombas de combustível e óleo;
- (d) Os valores de c_p e γ do fluido de trabalho variam ao longo do ciclo devido a mudanças na temperatura e com a combustão, devido a mudanças na composição química;
- (e) Por conta da combustão, o fluxo de massa através da turbina varia, sendo o fluxo da turbina maior do que o do compressor em virtude do combustível adicionado.

3.1- Simulações de Desempenho no Ponto de Projeto e Fora do Ponto de Projeto

Está diretamente relacionada com o desempenho da Turbina à gás na seleção do ciclo termodinâmico que resulte em uma melhor meta de desempenho como o de potência líquida, temperatura na saída da câmara de combustão e consumo de combustível.

Já a simulação do desempenho fora do ponto de projeto, está relacionada com as condições operacionais que não sejam as condições de projeto.

3.2- Propriedades de Estagnação

O uso dos parâmetros de estagnação deve-se ao fato da facilidade de medição, além, de que os parâmetros de estagnação permitem que se levem em consideração a variação da energia cinética, que é considerável no cálculo do balanço de energia. Algumas das principais propriedades de estagnação serão descritas neste tópico.

3.2.1- Entalpia de Estagnação

Os termos de energia cinética na equação de fluxo constante de energia podem ser contabilizados implicitamente, fazendo uso do conceito da entalpia de estagnação. Tratando fisicamente, a entalpia de estagnação h_0 é a entalpia que um fluxo de gás de entalpia h e da velocidade C iria possuir, quando trazido para descansar adiabaticamente e sem transferência de trabalho.

A equação de energia se reduz a:

$$(h_0 - h) + \frac{1}{2}(0 - c^2) = 0 \quad (3.1)$$

Logo, a entalpia é dada por:

$$h_0 = h + \frac{c^2}{2} \quad (3.2)$$

3.2.2- Temperatura de Estagnação

Quando o fluxo é um gás perfeito, $c_p T$ pode ser substituído por h e a temperatura total de estagnação pode ser definida como:

$$T_0 = T + \frac{c^2}{2c_p} \quad (3.3)$$

Onde:

c : Velocidade do fluxo (m/s);

c_p : Calor específico a pressão constante (kJ/kgK);

T : Temperatura Estática;

T_0 : Temperatura de Estagnação;

$\frac{c^2}{2c_p}$: Temperatura Dinâmica;

γ : Relação entre calores específicos (c_p/c_v);

3.2.3- Pressão de Estagnação

Aplicando o conceito para a compressão adiabática, a equação de energia se torna:

$$W = -c_p(T_2 - T_1) - \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) = -C_p(T_{02} - T_{01}) \quad (3.4)$$

Quando o gás é desacelerado e a temperatura aumenta a pressão também irá aumentar simultaneamente.

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.5)$$

Onde:

P_0 : Pressão de estagnação (Gás irreversível, adiabático e isentrópico);

Substituindo (3.4) em (3.5) temos:

$$P_0 = P \left(1 + \frac{\rho C^2}{2P} \cdot \frac{\gamma-1}{\gamma} \right)^{\gamma/\gamma-1} \quad (3.6)$$

Onde:

$$c_p = \gamma R / \gamma - 1 \quad (3.7)$$

$$P = \rho R T \quad (3.8)$$

Assim tem-se:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.9)$$

Assim, tanto T quanto P podem ser usados da mesma maneira que os valores estáticos, na relação isentrópica P-T. Logo, a pressão de estagnação e a temperatura são propriedades do fluxo de gás que podem ser usados com valores estáticos para determinar uma série de combinações termodinâmicas e do estado mecânico do fluxo.

3.3- Modelo Termodinâmico dos Dutos de Admissão e Exaustão

O duto de entrada da turbina a gás é considerado como sendo adiabático, ou seja, a entalpia total na saída (h_2) é igual à entalpia total na entrada (h_1), o que nos leva a:

$$T_1 = T_2 \quad (3.10)$$

No caso geral, a perda da pressão de estagnação (P_0) num duto sujeito à troca de calor depende da:

- Perda de Pressão por Atrito: depende do atrito entre o fluxo de ar e o duto.
- Perda Fundamental: devido à perda de pressão causada pela troca de calor no duto.

3.4- Modelo Termodinâmico do Compressor

Os compressores são considerados como sendo adiabáticos. Define-se a eficiência isentrópica do compressor (η_c), como sendo:

$$\eta_c = \frac{h_{02i} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (3.11)$$

Onde:

h_{01} : Entalpia de estagnação na entrada do compressor;

h_{02} : Entalpia de estagnação na saída do compressor;

h_{02i} : Entalpia de estagnação total na saída do compressor após um processo isentrópico;

Define-se a razão de pressão (rc) como sendo:

$$rc = \frac{p_{02}}{p_{01}} \quad (3.12)$$

Onde:

p_{01} : Pressão de estagnação total na saída do compressor;

p_{02} : Pressão de estagnação total na entrada do compressor;

Quando o compressor é parte de uma turbina a gás “estacionária”, P_{01} e T_{01} na equação serão iguais a P_α e T_α , uma vez que a velocidade do ar ambiente é igual a zero.

A situação é diferente quando o compressor é parte de uma propulsão de uma aeronave, por exemplo. Isso acontece porque haverá um duto de admissão com uma extensão considerável em que a compressão ocorre devido à velocidade da frente da aeronave. Nessa situação P_{01} e T_{01} podem ser diferentes de P_α e T_α mesmo que não haja perda por atrito, e é sempre necessário considerar a entrada e o compressor separadamente.

Todas as propriedades no ponto 1, na entrada do componente, são conhecidas. O cálculo das propriedades na saída do compressor, ponto 2, depende de duas iterações. A primeira envolve o cálculo total isentrópica (T_{02i}) e a segunda envolve o cálculo da temperatura total (ou de estagnação) real na saída do compressor (T_{02}).

Para um gás ideal, a variação de entropia é dada por:

$$ds = c_p \left(\frac{dT}{T} \right) - R_{ar} \left(\frac{dp}{p} \right) \quad (3.13)$$

Onde:

c_p : Calor específico a pressão constante;

R_{ar} : Constante do gás Ar;

Definindo a constante \emptyset como sendo igual a:

$$\emptyset = c_p \left(\frac{dT}{T} \right) \quad (3.14)$$

Integrando a equação (3.13) entre os pontos 1 e 2 do compressor, chega-se a equação (3.15) abaixo.

$$S_{02} - S_{01} = \int_{T_{01}}^{T_{02}} c_p \left(\frac{dT}{T} \right) - R_{ar} \ln \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right) \quad (3.15)$$

Com a constante definida na equação (3.14), obtém-se:

$$S_{02} - S_{01} = \emptyset_{02} - \emptyset_{01} - R_{ar} \ln \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right) \quad (3.16)$$

Para a obtenção da temperatura T_{02} , utiliza-se a equação (3.16), vale lembrar que para um processo isentrópico tem-se que:

$$\int_{T_{01}}^{T_{02}} c_p \left(\frac{dT}{T} \right) = FT2(T_{02}) - FT1(T_{01}) \quad (3.17)$$

Onde:

FT1 e FT2: Polinômios que dependem da temperatura e que foram obtidos em (WASH, FLETCHER, 2004).

Substituindo a equação (3.14) na (3.17) e, como T_{01} é conhecida na entrada do compressor, a única incógnita é a T_{02} que é calculada através de uma iteração até que se chegue a um erro dentro do limite de tolerância.

A entalpia total isentrópica (h_{02i}) é calculada usando-se o polinômio que relaciona a temperatura com a entalpia. Usando a equação (3.11) se pode calcular a entalpia total real na saída do compressor (h_{02}):

$$h_{02} = h_{01} + \frac{h_{02i} - h_{01}}{\eta_c} \quad (3.18)$$

A entalpia total na saída, h_{02} , é calculada usando-se o polinômio que relaciona a entalpia com a temperatura. A pressão total na saída do compressor é dada por:

$$p_{02} = r_c \cdot p_{01} \quad (3.19)$$

O trabalho específico consumido pelo compressor (SPW_c) é dado por:

$$SPW_c = h_{02} - h_{01} \quad (3.20)$$

Da equação da conservação da massa, tem-se:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.21)$$

A potência consumida pelo compressor (PW_c) é dada por:

$$PW_C = \dot{m} \cdot SPW_C \quad (3.22)$$

3.5- Modelo Termodinâmico da Câmara de Combustão

Por meio deste modelo obteremos a temperatura total na saída (T_{02}) (ou o fluxo de combustível - \dot{m}_F), a razão ar/combustível (FAR) e o fator de queda de pressão (PLF) na câmara de combustão. Estes parâmetros serão calculados a partir das condições de entrada no ponto de projeto como temperatura e pressão totais do fluxo de ar, eficiência e percentagem de queda de pressão na câmara ($\Delta p_0/p_{01}$).

Considerando a câmara de combustão como sendo adiabática, poderemos modelar a mesma aplicando a lei da conservação da energia. Para isso levamos em conta o fluxo de combustível introduzido na câmara de combustão. Assim temos que a eficiência de combustão (η_{CC}) é dada por:

$$\eta_{CC} = \frac{h_2(\dot{m}_F + \dot{m}_{ar}) - \dot{m}_{ar}h_1}{PCI \cdot \dot{m}_F} \quad (3.23)$$

Onde:

h_{02} : Entalpia de estagnação na saída da câmara de combustão (CC);

h_{01} : Entalpia de estagnação na entrada da câmara de combustão (CC);

\dot{m}_F : Fluxo de combustível que entra na CC;

\dot{m}_{ar} : Fluxo de ar que entra na CC;

PCI: Poder calorífico inferior do combustível (Diesel ou Gás Natural);

Definindo a razão ar/combustível como sendo:

$$FAR = \frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_{ar}} \quad (3.24)$$

Utilizando a equação (3.24) e aplicando a lei da conservação da massa na Câmara de Combustão, chega-se a equação (3.25).

$$\dot{m}_2 = (1 + FAR)\dot{m}_1 \quad (3.25)$$

Onde:

\dot{m}_1 : Fluxo de ar que entra na CC;

\dot{m}_2 : Fluxo dos gases da combustão na saída da CC;

Substituindo a equação (3.24) na equação da eficiência (3.23) tem-se a razão ar/combustível (FAR) em função da entalpia na saída e da eficiência de combustão:

$$FAR = \frac{h_2 - h_1}{\eta_{CC} \cdot PCI - h_2} \rightarrow h_2 = \frac{h_1 + FAR \cdot \eta_{CC} \cdot PCI}{(1 + FAR)} \quad (3.26)$$

Dessa forma, para o parâmetro de controle fluxo de combustível (\dot{m}_F), calcula-se a FAR através da equação (3.24) e utiliza-se a equação da entalpia h_2 (3.26) para se calcular a entalpia total de saída da câmara de combustão.

Como mencionado anteriormente no item (5.3.2), a temperatura total (T_2) na saída da câmara de combustão é calculada por iteração através de um polinômio que relaciona a temperatura com a entalpia dos gases de combustão.

Para o caso do parâmetro de controle ser a temperatura total (T_2), calcula-se a entalpia total na saída da CC (h_{02}) fazendo uso do polinômio descrito acima e, em seguida, calcula-se a FAR por meio da equação (3.26) em que esta está em função das entalpias e, por fim, depois utiliza-se a equação (3.24) para calcular a vazão de combustível (\dot{m}_F).

A pressão de estagnação na saída da CC é calculada como foi explicado anteriormente. Na condição de projeto (DPA), a percentagem da perda de pressão

$(\Delta p_0/\Delta p_1)$ e a vazão em massa corrigida (Γ_C) são conhecidas, podendo-se calcular a pressão na saída do duto:

$$P_2 = P_1 - \Delta p_{0DP} \quad (3.27)$$

Onde:

P_1 : Pressão na entrada da CC;

P_2 : Pressão de estagnação na saída da CC;

Δp_{0DP} : Perda de Pressão na CC;

Para se calcular a perda de pressão fora do pondo de projeto é necessário calcular o fator de perda de pressão (PLF) no ponto de projeto, através da equação (3.28).

$$PLF_{DP} = \Delta p_{0DP} \cdot \left(\frac{p_1}{T_1 \dot{m}^2} \right)_{DP} \quad (3.28)$$

3.6- Modelo Termodinâmico das Turbinas do Compressor (CT) e de Potência (PT)

Para este caso o modelo da turbina que aciona o compressor (CT), também conhecida como turbina da geradora de gás, e o modelo da turbina de potência (PT) são semelhantes.

As turbinas são consideradas como sendo adiabáticos. Logo, define-se a eficiência isentrópica da turbina (η_T) como sendo:

$$\eta_T = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h_{02i}} \quad (3.29)$$

Onde:

h_{02i} : Entalpia de estagnação na saída da turbina após um processo isentrópico;

h_{01} : Entalpia de estagnação na entrada da turbina;

h_{02} : Entalpia de estagnação na saída da turbina;

Para o caso da CT, a potência extraída da turbina é utilizada para acionar o compressor. Dessa forma temos a seguinte expressão (3.30) para potência:

$$PW_{CT} = \frac{PW_C}{\eta_{mec}} \quad (3.30)$$

Onde:

PW_{CT} : Potência consumida pela CT;

PW_C : Potência consumida pelo compressor;

η_{mec} : Eficiência mecânica devido às perdas no eixo de transmissão entre o compressor e a turbina do compressor;

Além disso, sabe-se que a potência da CT é dada por:

$$PW_{CT} = \dot{m}(h_{01} - h_{02}) \quad (3.31)$$

Por meio das equações (3.30) e (3.31) chega-se à expressão para o cálculo da entalpia real na saída da turbina do compressor, como mostrado na equação (3.32) a seguir.

$$h_{02} = h_{01} - \frac{PW_C}{\dot{m} \cdot \eta_{mec}} \quad (3.32)$$

Por meio das equações (3.29) e (3.32) obtém-se à expressão (3.33) para o cálculo da entalpia isentrópica na saída da turbina.

$$h_{02i} = h_{01} - \frac{PW_C}{\eta_{mec} \cdot \eta_T \cdot \dot{m}} \quad (3.33)$$

São conhecidas todas as propriedades na entrada da turbina, no ponto 1. Contudo, as propriedades na saída da mesma, no ponto 2, dependem de iterações. A primeira envolve o cálculo da (T_{02i}) e a segunda, envolve o cálculo da temperatura total (ou de estagnação) real na saída da turbina (T_{02}).

A temperatura total isentrópica (T_{02i}) é calculada por meio do polinômio que relaciona a temperatura total com a entalpia total ($h_0 = f(T_0)$) até que o erro esteja dentro do limite de tolerância estabelecida. Da mesma forma, a temperatura total real na saída da turbina (T_{02}), é calculada.

Entretanto, antes das iterações é necessário calcular a pressão na saída da turbina do compressor. Para isso, faz-se uso da expressão sobre a variação de entropia de um gás ideal:

$$ds = c_p \left(\frac{dT}{T} \right) - R_{ge} \left(\frac{dp}{p} \right) \quad (3.34)$$

Onde:

ds: Variação de entropia de um gás ideal;

c_p : Calor específico a pressão constante;

R_{ge} : Constante do gás para os gases da combustão;

Integrando a Equação (3.34) entre os pontos 1 e 2 da turbina, tem-se que:

$$s_{02} - s_{01} = \int_{T_{01}}^{T_{02}} c_p \left(\frac{dT}{T} \right) - R_{ge} \ln \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right) \quad (3.35)$$

Adotando a função (3.36) abaixo, tem-se a equação (3.37) a seguir.

$$\Phi(T_t) = c_p \left(\frac{dT}{T} \right) \quad (3.36)$$

$$s_{02} - s_{01} = \Phi_{02} - \Phi_{01} - R_{ge} \ln \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right) \quad (3.37)$$

Como trata-se de um processo isentrópico, tem-se que:

$$\phi_{02} - \phi_{01} = R_{ge} \ln \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right) \quad (3.38)$$

A pressão de estagnação na saída da turbina do compressor (p_{02}) pode ser calculada através da equação (3.39):

$$p_{02} = p_{01} \cdot e^{\frac{\phi_{01} - \phi_{02}}{R_{ge}}} \quad (3.39)$$

Para o caso da Turbina de Potência (PT), ao contrário da CT, toda a energia disponível nos gases de combustão deve ser aproveitada através de uma expansão até a pressão atmosférica. Para isso, a única limitação na pressão de saída da PT é deduzir a perda de pressão no duto de exaustão (Δp_s). Portanto, a (p_{02}) será dada pela equação (3.40) abaixo:

$$p_{02} = p_a - \Delta p_s \quad (3.40)$$

Os cálculos das outras propriedades na saída da PT também dependem das mesmas iterações relatadas para a CT. Onde, a primeira envolve o cálculo da temperatura total isentrópica (T_{02I}) e a segunda, envolve o cálculo da temperatura total (ou de estagnação) real na saída do compressor (T_{02}).

A T_{02I} pode ser calculada usando-se a Equação (3.41) já que se conhece um polinômio do tipo (3.42).

$$\phi_{02I} = \phi_{01} + R_{ge} \ln \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right) \quad (3.41)$$

$$FT(T_{02I}) = \int_{T_{01}}^{T_{02I}} c_p \left(\frac{dT}{T} \right) = \phi_{02I} \quad (3.42)$$

Onde:

$FT(T)$: Polinômio que depende da temperatura;

A iteração para o cálculo da T_{021} é realizada estimando-se a (ϕ_{021}) através da Equação (3.42) e comparando com o resultado da Equação (3.41) até que se alcance a precisão desejada.

Da mesma forma, para obter (h_{021}), utiliza-se o polinômio que relaciona a temperatura total com a entalpia total ($h_0 = f(T_0)$). Com isso, a entalpia total real (h_{02}), na saída da PT é calculada por meio da equação (3.43):

$$h_{02} = h_{01} - \eta_T(h_{01} - h_{021}) \quad (3.43)$$

A temperatura total real na saída da turbina (T_{02}) é calculada usando-se o polinômio que relaciona a temperatura total com a entalpia total ($h_0 = f(T_0)$) até que o erro esteja dentro do limite de tolerância.

Finalmente, a potência produzida pela PT é dada por:

$$PW_{PT} = \dot{m}(h_{01} - h_{02}) \quad (3.44)$$

A potência elétrica produzida pelo gerador é dada pela Equação (3.45):

$$PW_{ger} = PW_{PT} \cdot \eta_{ger} \cdot \eta_{mec} \quad (3.45)$$

4- ESTUDO DE CASOS

Nesta parte será feita uma simulação no Ponto de Projeto (DP) das turbinas a gás em operação na Bacia de Campos, descritas no item 2.2. Tendo em vista a competitividade do mercado, os fabricantes de turbina não fornecem todos os parâmetros necessários para um estudo de desempenho da mesma. Por isso faz-se necessário obter esses parâmetros, em uma etapa chamada de análise de desempenho no ponto de projeto.

Para isso será utilizado o modelo computacional desenvolvido por Monteiro (2010) que simula todas as interações necessárias do modelo termodinâmico da turbina à gás no ponto de projeto necessárias nesta análise.

Dessa forma, será apresentado o resultado de todos os parâmetros de desempenho, no ponto de projeto (DP), gerados a partir de dados fornecidos nos catálogos dos fabricantes como razão de pressão, taxa de calor, razão de pressão e potência da turbina. Este será feito por meio de interações com esses dados fornecidos, variando-se a temperatura.

4.1- Estimativas dos Parâmetros de Desempenho

Para realizar a análise de desempenho no Ponto de Projeto (DP) por meio do programa computacional desenvolvido por Monteiro (2010) é necessário conhecer os seguintes dados da turbina:

- Pressão Ambiente
- Temperatura Ambiente
- Perda de Pressão no Duto de Entrada
- Vazão em Massa do ar de entrada
- Velocidade de Rotação da Geradora de Gás
- Razão de Pressão, Eficiência Isentrópica do Compressor
- PCI do Diesel, Temperatura na Saída da CC
- Perda de Pressão na Câmara de Combustão
- Eficiência da Câmara de Combustão
- Vazão de Combustível, Vazão dos Gases da Combustão
- Eficiência Isentrópica da Turbina do Compressor
- Eficiência Isentrópica da Turbina de Potência

- Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (PT)
- Perda de Pressão no Duto de Exaustão
- Potência Líquida
- Eficiência Térmica da Turbina a Gás

Contudo, como visto no Capítulo 2.1, os dados fornecidos são restritos, sendo necessário estimar alguns parâmetros de desempenho. Para se estimar alguns parâmetros foram utilizadas as equações abaixo:

- **Eficiência da Turbina a Gás (η_{GT}):** Obtida por meio da equação que relaciona a eficiência com a Taxa de Calor (HR) (SONNTAG E., BORGNAKKE e VAN WYLEN J., 2003).

$$\eta_{GT} = \frac{360}{HR} \quad (4.1)$$

- **Vazão em massa do combustível (\dot{m}_{comb}):** Obtida por meio da equação que relaciona Taxa de Calor (HR) com vazão em massa do combustível (SONNTAG E., BORGNAKKE e VAN WYLEN J., 2003).

$$HR = \frac{3600 \cdot \dot{m}_{comb} \cdot PCI}{W_{TGliq}} \rightarrow \dot{m}_{comb} = \frac{W_{TGliq} \cdot HR}{3600 \cdot PCI} \quad (4.2)$$

Onde:

PCI: Poder calorífico do Diesel (kJ/kg);

PW_{TGliq} : Potência líquida da Turbina a gás (kW);

- **Vazão em massa de ar de entrada (\dot{m}_0):** Obtida por meio da conservação da massa, ou seja:

$$\dot{m}_{EG} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_F \rightarrow \dot{m}_{ar} = \dot{m}_{EG} - \dot{m}_F \quad (4.3)$$

Onde:

\dot{m}_{EG} : Vazão em massa total (kg/s);

\dot{m}_{ar} : Vazão em massa do ar de entrada (kg/s);

\dot{m}_F : Vazão em massa do combustível (kg/s);

Além disso, para as turbinas AVON200-2648, AVON200-2656, MARS 90, MARS 100 e GE PGT-5 não é fornecido o parâmetro Razão de Pressão (rc). Por isso, faz-se necessário estimar este valor, como visto abaixo.

- **Razão de Pressão (rc):** Obtida por meio de uma relação direta entre razão de pressão e potência líquida de Turbinas como a PGT-10, PGT-16, SGT-20, PGT-25 e PGT-25+, em que a razão de pressão é conhecida.

$$rc_A = \frac{PW_{TGB} \cdot rc_B}{PW_{TGA}} \quad (4.4)$$

Onde:

rc_A : Razão de Pressão de Turbina A onde a razão de pressão é conhecida;

rc_B : Razão de Pressão de Turbina B onde a razão de pressão é desconhecida;

PW_{TGA} : Potência Líquida de Turbina A onde a razão de pressão é conhecida;

PW_{TGB} : Potência Líquida de Turbina B onde a razão de pressão é desconhecida;

Os parâmetros listados abaixo foram determinados a partir das condições ambientais da Bacia de Campos ou estimados a partir de dados comuns em turbinas a gás de dois eixos operando atualmente.

- Pressão Ambiente, (P_{amb}): 101,325 kPa;
- Temperatura Ambiente (T_{amb}): 298,15 K;
- Perda de Pressão no Duto de Entrada (Dpe): 0,9810 kPa;
- Velocidade de Rotação da Geradora de Gás (η_{GG}): 100,0%;
- Eficiência Isentrópica do Compressor (η_C): 86,0%;
- PCI do Diesel: 42600 kJ/kg;
- Perda de Pressão na Câmara de Combustão ($D_{P_{CC}}$): 6,0%;
- Eficiência da Câmara de Combustão (η_{CC}): 99,0%;
- Eficiência Isentrópica da Turbina do Compressor (η_{CT}): 89,0%;
- Eficiência Isentrópica da Turbina de Potência (η_{PT}): 89,0%;
- Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (N_{PT}): 100,0%
- Perda de Pressão no Duto de Exaustão (Dps): 3,0398 kPa

Por último, é necessário estimar também a **Temperatura de saída da Câmara de Combustão (T3)**. Esta foi dada por meio de iterações, utilizando a ferramenta computacional de Monteiro (2010) alterando manualmente cada valor de T_3 até que se obtenha a potência líquida fornecida pelo fabricante.

Na Figura 4.1 abaixo encontra-se uma ilustração da interface do programa utilizado com essas variáveis de entrada, sendo a variável em questão T_3 destacada.

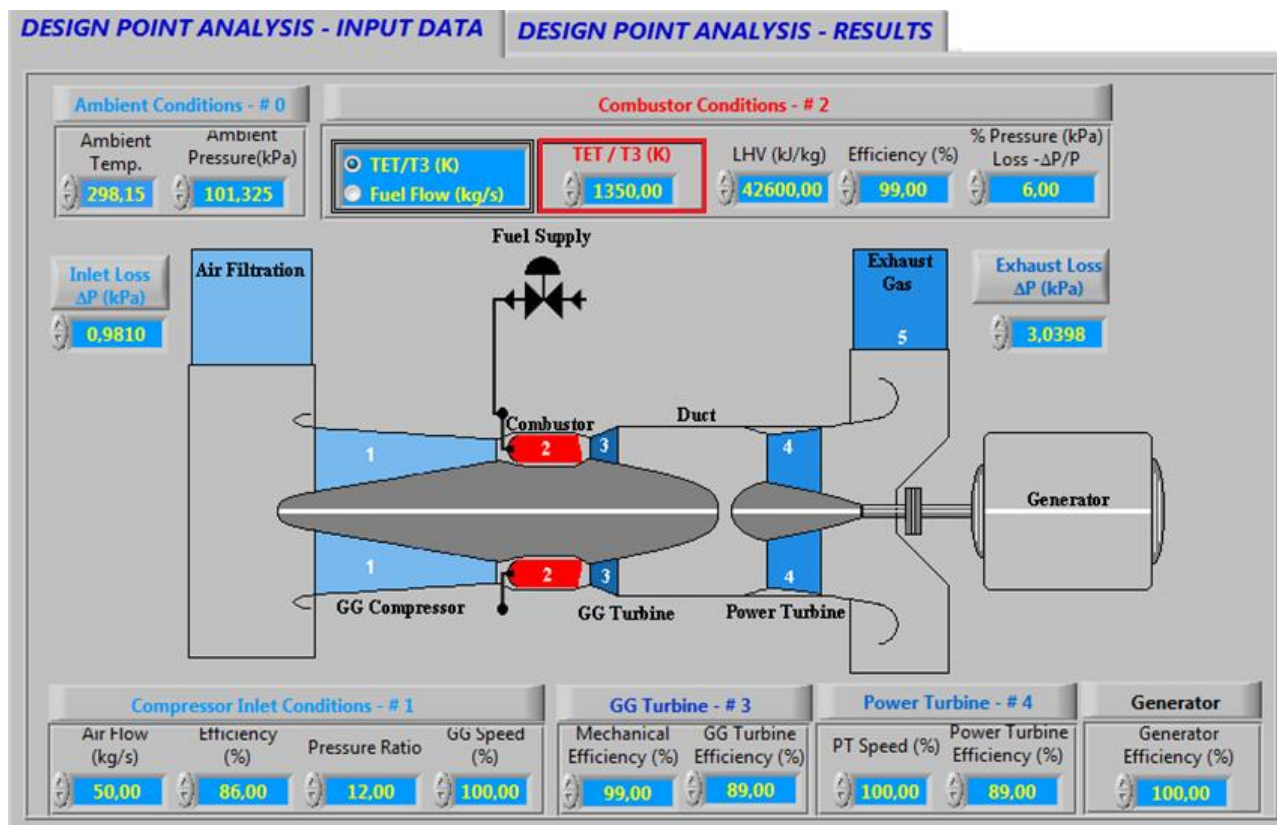


Figura 4. 1 – Interface do Programa (MONTEIRO, 2010) com os dados de Entrada.

4.2- Análise do Desempenho do Turbogenerador Rolls-Royce da P-18

Serão apresentados os resultados dos parâmetros de desempenho, no ponto de projeto (DP), das turbinas AVON 200-2648 e AVON 200-2656.

4.2.1- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás AVON 200-2648

Como mencionado anteriormente, para uma análise de desempenho da turbina a gás é necessário se fazer uma pré análise, determinando todos os parâmetros necessários como a razão ar/combustível e a temperatura de saída da câmara de combustão (T3), por exemplo.

De acordo com dados da região de atuação, dados fornecidos pelo fabricante e do combustível utilizado foi possível determinar, por meio do software desenvolvido em (MONTEIRO, 2010), a condição de operação da turbina a gás, como pode ser visto na Tabela 4.1 abaixo.

Na Figura 4.1 pode ser visto uma ilustração dos resultados do software do (MONTEIRO, 2010), com todos os parâmetros de desempenho da TG após as devidas iterações.

Tabela 4. 1 - Condição de Operação da Turbina AVON 200-2648

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DA AVON 200-2648	
Parâmetros	Ponto Operacional da Turbina a Gás
Pressão Ambiente, P_{amb} (kPa)	101.325
Temperatura, T_{amb} (K)	298.15
Perda de Pressão no Duto de Entrada, Dp_e (kPa)	0.9810
Vazão em Massa, \dot{m} (kg/s)	79.7
Velocidade de Rotação da Geradora de Gás (GG), N_{GG} (%)	100.0
Razão de Pressão, r_c	11.0
Eficiência Isentrópica do Compressor, η_c (%)	86.0
PCI do Diesel (kJ/kg)	42600.0
Temperatura na Saída da CC, T_{tCC} , T_{t3} (K)	1193.80
Perda de Pressão na Câmara de Combustão, Dp_{CC} (%)	6.0
Eficiência da Câmara de Combustão, η_{CC} (%)	99.0
Vazão de Combustível, \dot{m}_F (kg/s)	1.2730
Vazão dos Gases da Combustão, \dot{m}_{EG} (kg/s)	81
Eficiência Isentrópica da Turb. do Compressor, h_{CT} (%)	89.0
Eficiência Isentrópica da Turb. de Potência, η_{PT} (%)	89.0
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (PT), N_{PT} (%)	100.0
Perda de Pressão no Duto de Exaustão, Dp_s (kPa)	3.0398
Potência Líquida, PW_{TG} (kW)	16347
Eficiência Térmica da Turbina a Gás, η_{TG} (%)	30.14%

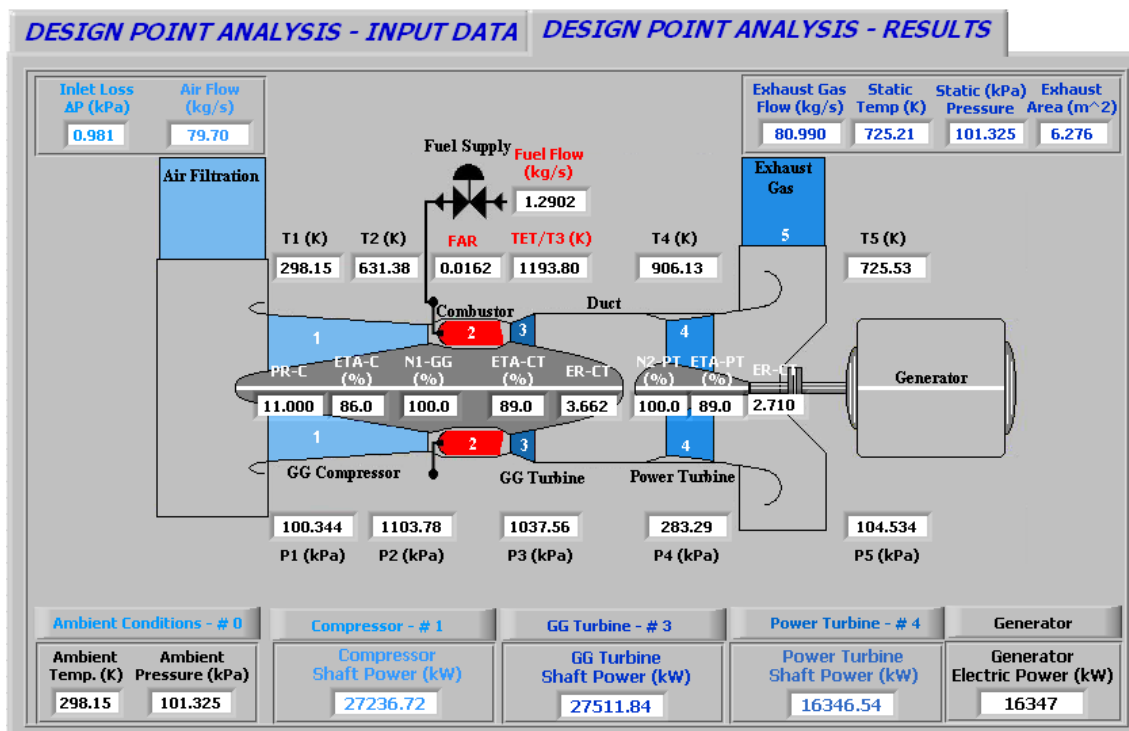


Figura 4. 2 – Saída do software com os Parâmetros de Desempenho da Turbina AVON 200-2648 (retirado de Monteiro, 2010).

4.2.1.1 – Análise do Resultado

Por meio da temperatura de exaustão (T_5), fornecido pelo fabricante, e exibido na Tabela 2.3, foi possível calcular a diferença percentual entre o resultado do modelo computacional e o fornecido pelo fabricante. Esta foi de 6%, como mostrado na Tabela 4.2 abaixo.

Tabela 4. 2 – Modelo x Turbina Real

	°C
T5 Real	426,00
T5 Modelo	452,53
Diferença Percentual	6%

4.2.2- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás AVON 200-2656

Da mesma forma que a turbina AVON 200-2656, a condição de operação da turbina em questão pode ser vista na Tabela 4.2 abaixo. Além disso, na Figura 4.2 encontra-se uma ilustração da saída do software (MONTEIRO, 2010), com todos os parâmetros de desempenho da TG após as devidas iterações.

Tabela 4. 3 - Condição de Operação da Turbina AVON 200-2656

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DA AVON 200-2656	
Parâmetros	Ponto Operacional da Turbina a Gás
Pressão Ambiente, P_{amb} (kPa)	101,325
Temperatura, T_{amb} (K)	298,15
Perda de Pressão no Duto de Entrada, Dp_e (kPa)	0,9810
Vazão em Massa, \dot{m}_a (kg/s)	79,7
Velocidade de Rotação da Geradora de Gás (GG), N_{GG} (%)	100,0
Razão de Pressão, rc	11,0
Eficiência Isentrópica do Compressor, η_c (%)	86,0
PCI do Diesel (kJ/kg)	42600,0
Temperatura na Saída da CC, T_{tCC} , T_{t3} (K)	1210,3
Perda de Pressão na Câmara de Combustão, Dp_{CC} (%)	6,0
Eficiência da Câmara de Combustão, η_{CC} (%)	99,0
Vazão de Combustível, \dot{m}_F (kg/s)	1,2765
Vazão dos Gases da Combustão, \dot{m}_{EG} (kg/s)	81
Eficiência Isentrópica da Turbina do Compressor, η_{CT} (%)	89,0
Eficiência Isentrópica da Turbina de Potência, η_{PT} (%)	89,0
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (PT), N_{PT} (%)	100,0
Perda de Pressão no Duto de Exaustão, Dp_s (kPa)	3,0398
Potência Líquida, PW_{TG} (kW)	17007
Eficiência Térmica da Turbina a Gás, η_{TG} (%)	31,27%

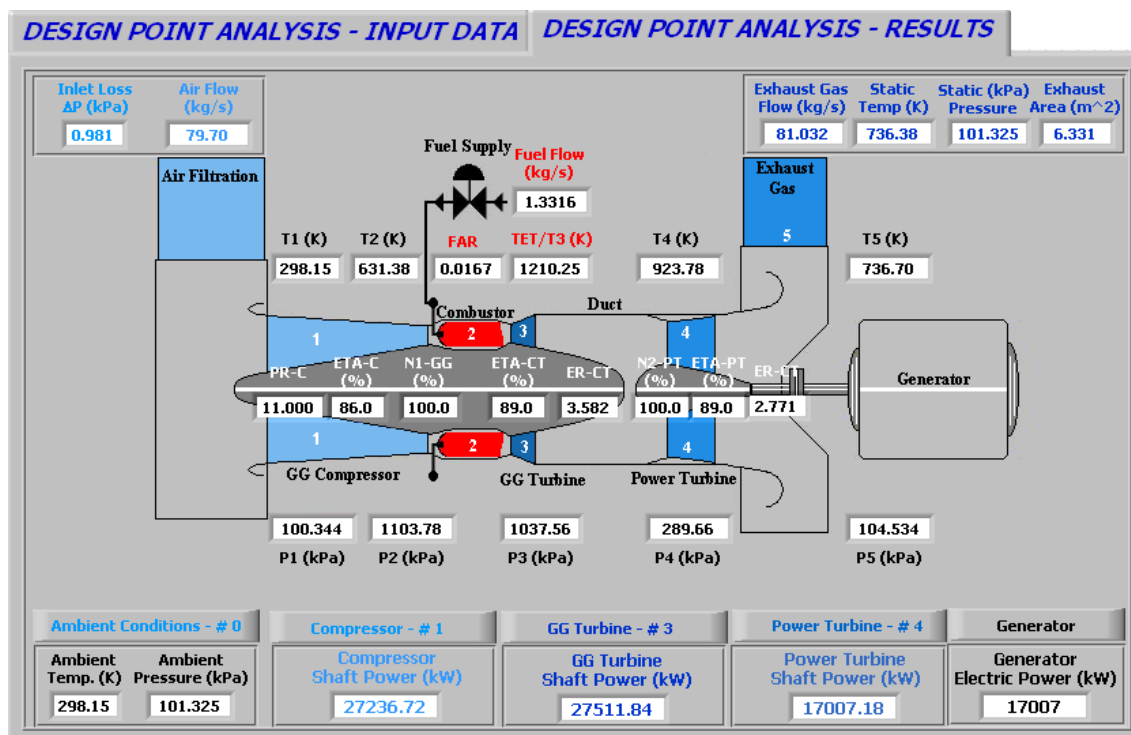


Figura 4. 3 – Saída do software com os Parâmetros de Desempenho da Turbina AVON 200-2656 (retirado de Monteiro, 2010).

4.2.2.1 – Análise do Resultado

Por meio da temperatura de exaustão (T_5), fornecido pelo fabricante, exibido na Tabela 2.3, foi possível calcular a diferença percentual entre o resultado do modelo computacional e o fornecido pelo fabricante. Esta foi de 9%, como mostrado na Tabela 4.4 abaixo.

Tabela 4. 4 - Modelo x Turbina Real

	°C
T5 Real	463,70
T5 Modelo	420
Diferença Percentual	9%

4.3- Análise do Desempenho do Turbogenerador Solar da P-19

4.3.1- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás MARS 90

Tabela 4. 5 - Condições de Operação da MARS 90

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DA SOLAR TURBINE - MARS 90	
Parâmetros	Ponto Operacional da Turbina a Gás
Pressão Ambiente, P_{amb} (kPa)	101,325
Temperatura, T_{amb} (K)	298,15
Perda de Pressão no Duto de Entrada, Dp_e (kPa)	0,9810
Vazão em Massa, \dot{m} (kg/s)	39,5
Velocidade de Rotação da Geradora de Gás (GG), N_{GG} (%)	100,0
Razão de Pressão, r_c	8,0
Eficiência Isentrópica do Compressor, η_c (%)	86,0
PCI do Diesel (kJ/kg)	42600
Temperatura na Saída da CC, T_{tCC} , T_{t3} (K)	1267,40
Perda de Pressão na Câmara de Combustão, Dp_{CC} (%)	6,0
Eficiência da Câmara de Combustão, η_{CC} (%)	99,0
Vazão de Combustível, \dot{m}_F (kg/s)	0,6963
Vazão dos Gases da Combustão, \dot{m}_{EG} (kg/s)	40
Eficiência Isentrópica da Turbina do Compressor, η_{CT} (%)	89,0
Eficiência Isentrópica da Turbina de Potência, η_{PT} (%)	89,0
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (PT), N_{PT} (%)	100,0
Perda de Pressão no Duto de Exaustão, Dp_s (kPa)	3,0398
Potência Líquida, PW_{TG} (kW)	9450
Eficiência Térmica da Turbina a Gás, η_{TG} (%)	31,86%

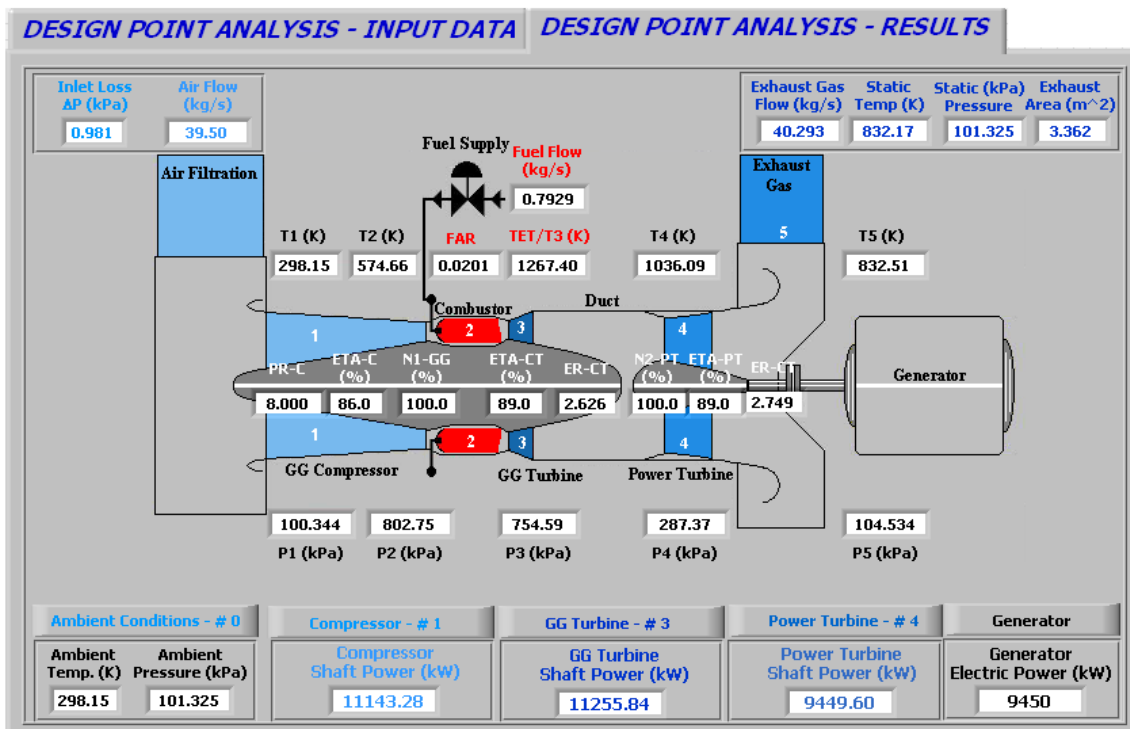


Figura 4. 4 - Saída do software (MONTEIRO, 2010) com os Parâmetros de Desempenho da Turbina MARS 90.

4.3.1.1 – Análise do Resultado

Por meio da temperatura de exaustão (T_5), fornecido pelo fabricante, e exibido na Tabela 2.4, foi possível calcular a diferença percentual entre o resultado do modelo computacional e o fornecido pelo fabricante. Esta foi de 9%, como mostrado na Tabela 4.6 abaixo.

Tabela 4. 6 - Modelo x Turbina real

	°C
T5 Real	559,51
T5 Modelo	465
Diferença Percentual	17%

4.3.2- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás MARS 100

Tabela 4. 7 - Condições de Operação da MARS 100

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DA SOLAR TURBINE - MARS 100	
Parâmetros	Ponto Operacional da Turbina a Gás
Pressão Ambiente, P_{amb} (kPa)	101,325
Temperatura, T_{amb} (K)	298,15
Perda de Pressão no Duto de Entrada, Dp_e (kPa)	0,9810
Vazão em Massa, \dot{m} (kg/s)	40,9
Velocidade de Rotação da Geradora de Gás (GG), N_{GG} (%)	100,0
Razão de Pressão, r_c	9,0
Eficiência Isentrópica do Compressor, η_c (%)	86,0
PCI do Diesel (kJ/kg)	42600,0
Temperatura na Saída da CC, T_{tCC} , T_{t3} (K)	13009,7
Perda de Pressão na Câmara de Combustão, Dp_{CC} (%)	6,0
Eficiência da Câmara de Combustão, η_{CC} (%)	99,0
Vazão de Combustível, \dot{m}_F (kg/s)	0,7734
Vazão dos Gases da Combustão, \dot{m}_{EG} (kg/s)	41,65
Eficiência Isentrópica da Turb. do Compressor, h_{CT} (%)	89,0
Eficiência Isentrópica da Turb. de Potência, η_{PT} (%)	89,0
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (PT), N_{PT} (%)	100,0
Perda de Pressão no Duto de Exaustão, Dp_s (kPa)	3,0398
Potência Líquida, PW_{TG} (kW)	10695
Eficiência Térmica da Turbina a Gás, η_{TG} (%)	32,46%

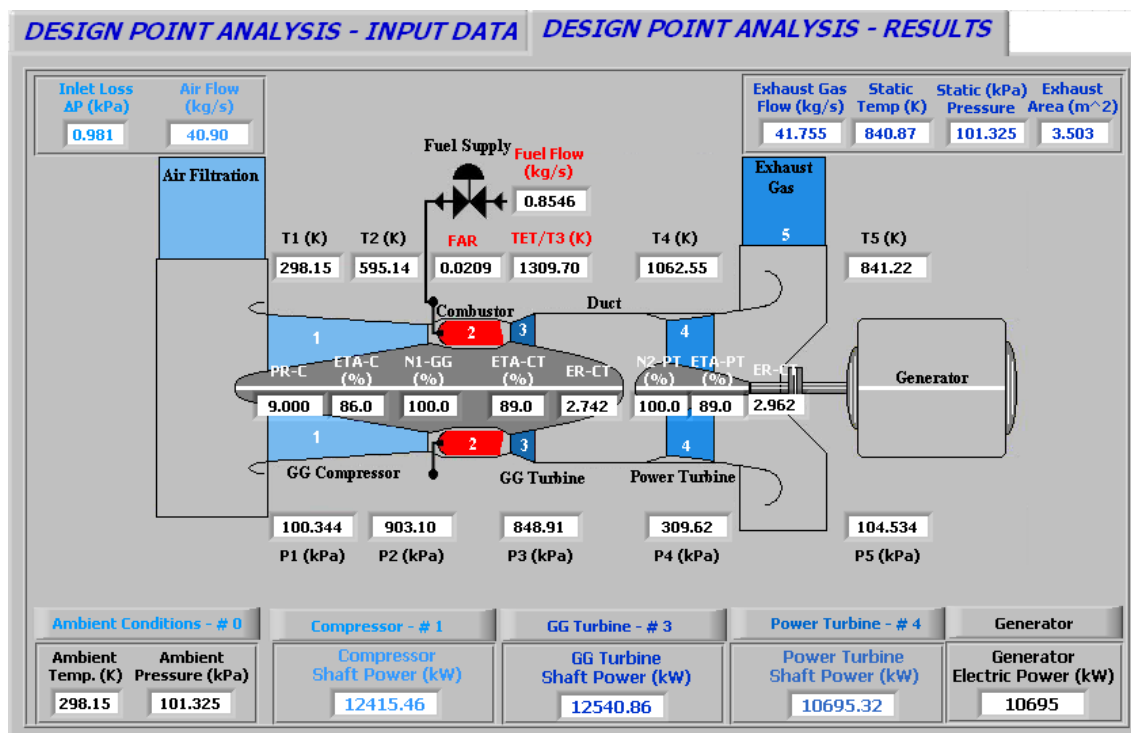


Figura 4. 5 - Saída do software (MONTEIRO, 2010) com os Parâmetros de Desempenho da Turbina MARS 100.

4.3.2.1 – Análise do Resultado

Por meio da temperatura de exaustão (T_5), fornecido pelo fabricante, e exibido na Tabela 2.4, foi possível calcular a diferença percentual entre o resultado do modelo computacional e o fornecido pelo fabricante. Esta foi de 15%, como mostrado na Tabela 4.8 abaixo.

Tabela 4. 8 - Modelo x Turbina Real

	°C
T5 Real	568,22
T5 Modelo	485
Diferença Percentual	15%

4.4- Análise do Desempenho do Turbogenerador da P-20

4.4.1 – Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás GE-PGT5

Tabela 4. 9 - Condições de Operação da GE-PGT5

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DA GE ENERGY - GEPGT5	
Parâmetros	Ponto Operacional da Turbina a Gás
Pressão Ambiente, P_{amb} (kPa)	101,325
Temperatura, T_{amb} (K)	298,15
Perda de Pressão no Duto de Entrada, Dp_e (kPa)	0,9810
Vazão em Massa, \dot{m} (kg/s)	25,3
Velocidade de Rotação da Geradora de Gás (GG), N_{GG} (%)	100,0
Razão de Pressão, r_c	5,0
Eficiência Isentrópica do Compressor, η_c (%)	86,0
PCI do Diesel (kJ/kg)	42600,0
Temperatura na Saída da CC, T_{tCC} , T_{t3} (K)	1265,4
Perda de Pressão na Câmara de Combustão, Dp_{CC} (%)	6,0
Eficiência da Câmara de Combustão, η_{CC} (%)	99,0
Vazão de Combustível, \dot{m}_F (kg/s)	0,4778
Vazão dos Gases da Combustão, \dot{m}_{EG} (kg/s)	26
Eficiência Isentrópica da Turb. do Compressor, η_{CT} (%)	89,0
Eficiência Isentrópica da Turb. de Potência, η_{PT} (%)	89,0
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (PT), N_{PT} (%)	100,0
Perda de Pressão no Duto de Exaustão, Dp_s (kPa)	3,0398
Potência Líquida, PW_{TG} (kW)	5440
Eficiência Térmica da Turbina a Gás, η_{TG} (%)	26,73%

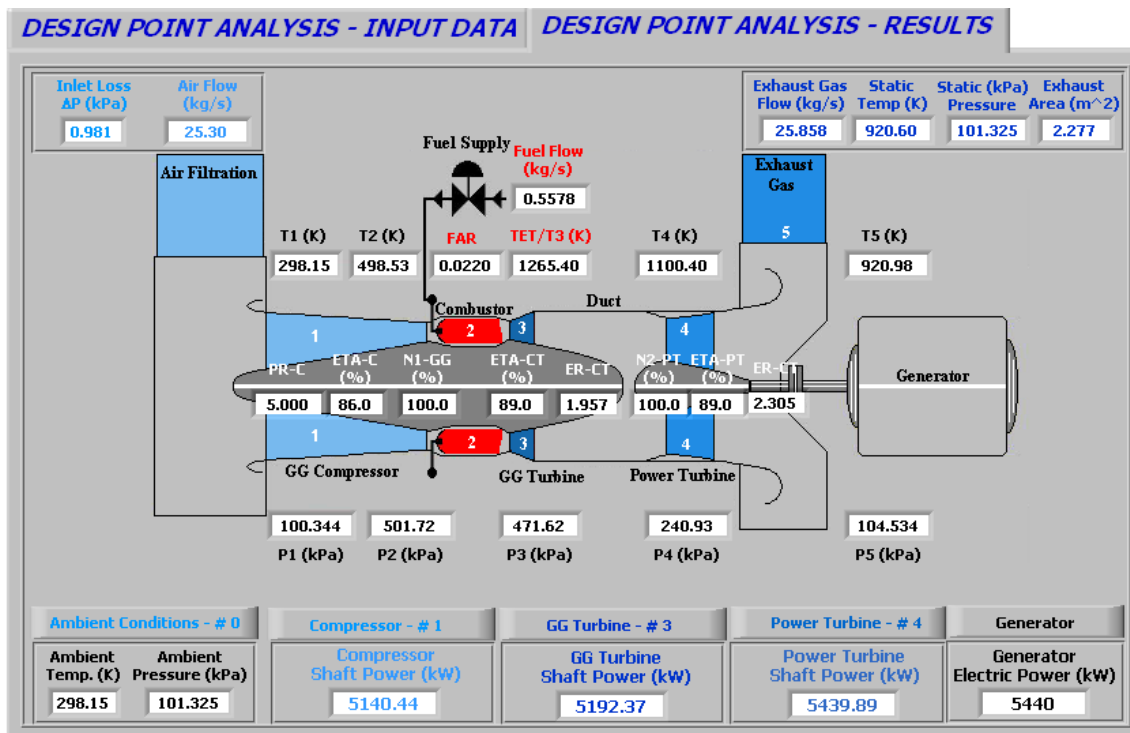


Figura 4. 6 - Saída do software (MONTEIRO, 2010) com os Parâmetros de Desempenho da Turbina GE-PGT5.

4.4.1.1 – Análise do Resultado

Por meio da temperatura de exaustão (T_5), fornecido pelo fabricante, e exibido na Tabela 2.5, foi possível calcular a diferença percentual entre o resultado do modelo computacional e o fornecido pelo fabricante. Esta foi de 18%, como mostrado na Tabela 4.10 abaixo.

Tabela 4. 10 - Modelo x Turbina Real

	°C
T5 Real	647,98
T5 Modelo	533
Diferença Percentual	18%

4.5 - Análise do Desempenho do Turbogenerador Nuovo Pignone da P-26

4.5.1- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás PGT-10

Tabela 4. 11 - Condições de Operação da PGT-10

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DA PGT-10	
Parâmetros	Ponto Operacional da Turbina a Gás
Pressão Ambiente, P_{amb} (kPa)	101,325
Temperatura, T_{amb} (K)	298,15
Perda de Pressão no Duto de Entrada, Dp_e (kPa)	0,9810
Vazão em Massa, \dot{m} (kg/s)	80,2
Velocidade de Rotação da Geradora de Gás (GG), N_{GG} (%)	100,0
Razão de Pressão, r_c	14,0
Eficiência Isentrópica do Compressor, η_c (%)	86,0
PCI do Diesel (kJ/kg)	42600,0
Temperatura na Saída da CC, T_{tCC} , T_{t3} (K)	1076,18
Perda de Pressão na Câmara de Combustão, Dp_{CC} (%)	6,0
Eficiência da Câmara de Combustão, η_{CC} (%)	99,0
Vazão de Combustível, \dot{m}_F (kg/s)	0,7714
Vazão dos Gases da Combustão, \dot{m}_{EG} (kg/s)	81
Eficiência Isentrópica da Turbina do Compressor, η_{CT} (%)	89,0
Eficiência Isentrópica da Turbina de Potência, η_{PT} (%)	89,0
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (PT), N_{PT} (%)	100,0
Perda de Pressão no Duto de Exaustão, Dp_s (kPa)	3,0398
Potência Líquida, PW_{TG} (kW)	10668
Eficiência Térmica da Turbina a Gás, η_{TG} (%)	32,46%

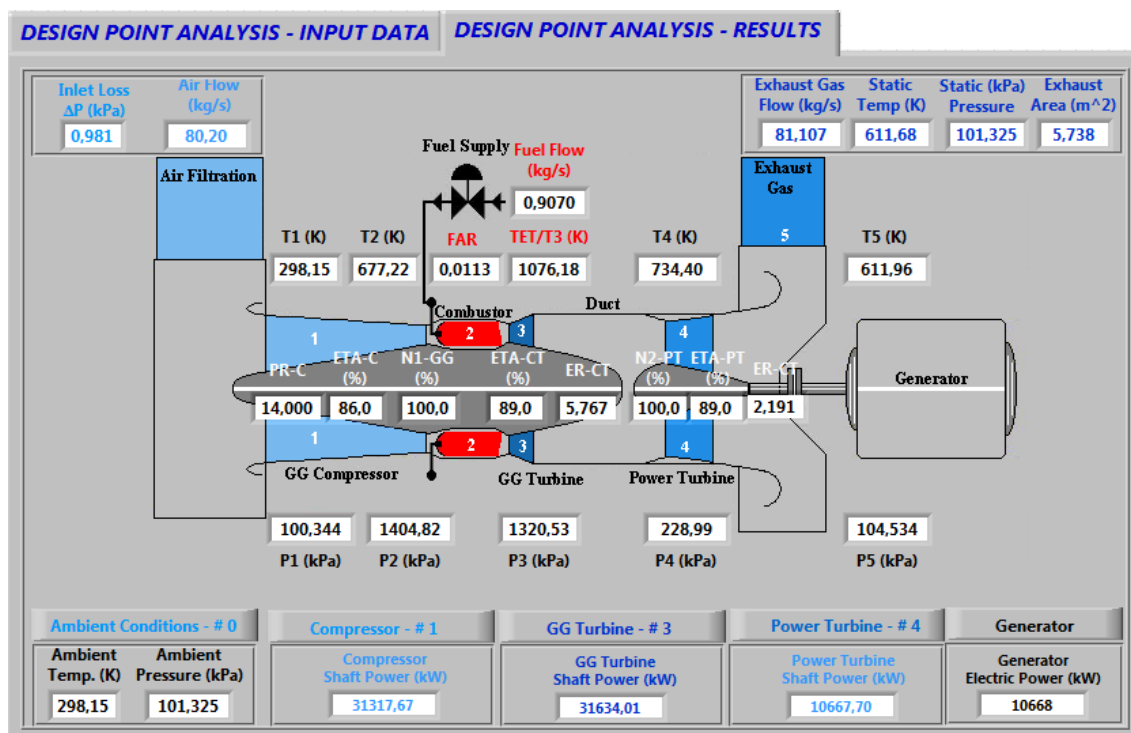


Figura 4. 7 - Saída do software (MONTEIRO, 2010) com os Parâmetros de Desempenho da Turbina PGT-10.

4.5.1.1 – Análise do Resultado

Por meio da temperatura de exaustão (T_5), fornecido pelo fabricante, e exibido na Tabela 2.7, foi possível calcular a diferença percentual entre o resultado do modelo computacional e o fornecido pelo fabricante. Esta foi de 30%, como mostrado na Tabela 4.12 abaixo.

Tabela 4. 12 - Modelo x Turbina Real

	°C
T5 Real	338,96
T5 Modelo	484
Diferença Percentual	30%

4.5.2- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás PGT-16

Tabela 4. 13 - Condições de Operação da PGT-16

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DA PGT-16	
Parâmetros	Ponto Operacional da Turbina a Gás
Pressão Ambiente, P_{amb} (kPa)	101,325
Temperatura, T_{amb} (K)	298,15
Perda de Pressão no Duto de Entrada, Dp_e (kPa)	0,9810
Vazão em Massa, \dot{m} (kg/s)	47,1
Velocidade de Rotação da Geradora de Gás (GG), N_{GG} (%)	100,0
Razão de Pressão, r_c	20,2
Eficiência Isentrópica do Compressor, η_c (%)	86,0
PCI do Diesel (kJ/kg)	42600,0
Temperatura na Saída da CC, T_{tCC} , T_{t3} (K)	1040,21
Perda de Pressão na Câmara de Combustão, Dp_{CC} (%)	6,0
Eficiência da Câmara de Combustão, η_{CC} (%)	99,0
Vazão de Combustível, \dot{m}_F (kg/s)	0,250
Vazão dos Gases da Combustão, \dot{m}_{EG} (kg/s)	47,3
Eficiência Isentrópica da Turbina do Compressor, h_{CT} (%)	89,0
Eficiência Isentrópica da Turbina de Potência, η_{PT} (%)	89,0
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (PT), N_{PT} (%)	100,0
Perda de Pressão no Duto de Exaustão, Dp_s (kPa)	3,0398
Potência Líquida, PW_{TG} (kW)	3720
Eficiência Térmica da Turbina a Gás, η_{TG} (%)	35,0%

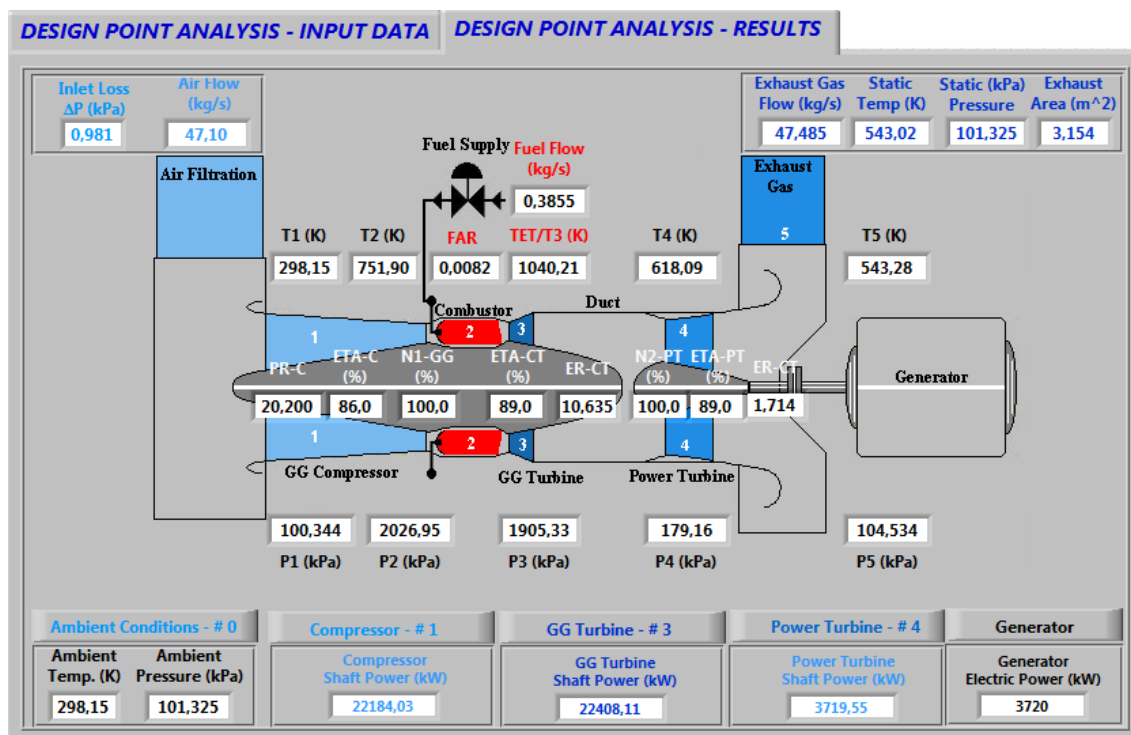


Figura 4. 8 - Saída do software (MONTEIRO, 2010) com os Parâmetros de Desempenho da Turbina PGT-16.

4.5.2.1 – Análise do Resultado

Por meio da temperatura de exaustão (T_5), fornecido pelo fabricante, e exibido na Tabela 2.8, foi possível calcular a diferença percentual entre o resultado do modelo computacional e o fornecido pelo fabricante. Esta foi de 45%, como mostrado na Tabela 4.14 abaixo.

Tabela 4. 14 - Modelo x Turbina Real

	°C
T5 Real	491,00
T5 Modelo	270,28
Diferença Percentual	45%

4.6 - Análise do Desempenho do Turbogenerador Siemens da P-35

4.6.1- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás SGT-200

Tabela 4. 15 - Condições de Operação da SGT-200

Parâmetros	Ponto Operacional da Turbina a Gás
Pressão Ambiente, P_{amb} (kPa)	101,325
Temperatura, T_{amb} (K)	298,15
Perda de Pressão no Duto de Entrada, Dp_e (kPa)	0,9810
Vazão em Massa, \dot{m}_a (kg/s)	28,8
Velocidade de Rotação da Geradora de Gás (GG), N_{GG} (%)	100,0
Razão de Pressão, r_c	12,2
Eficiência Isentrópica do Compressor, η_c (%)	86,0
PCI do Diesel (kJ/kg)	42600,0
Temperatura na Saída da CC, T_{tCC} , T_{t3} (K)	1254,85
Perda de Pressão na Câmara de Combustão, Dp_{CC} (%)	6,0
Eficiência da Câmara de Combustão, η_{CC} (%)	99,0
Vazão de Combustível, \dot{m}_F (kg/s)	0,5026
Vazão dos Gases da Combustão, \dot{m}_{EG} (kg/s)	29,3
Eficiência Isentrópica da Turbina do Compressor, η_{CT} (%)	89,0
Eficiência Isentrópica da Turbina de Potência, η_{PT} (%)	89,0
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (PT), N_{PT} (%)	100,0
Perda de Pressão no Duto de Exaustão, Dp_s (kPa)	3,0398
Potência Líquida, PW_{TG} (kW)	6750
Eficiência Térmica da Turbina a Gás, η_{TG} (%)	31,53%

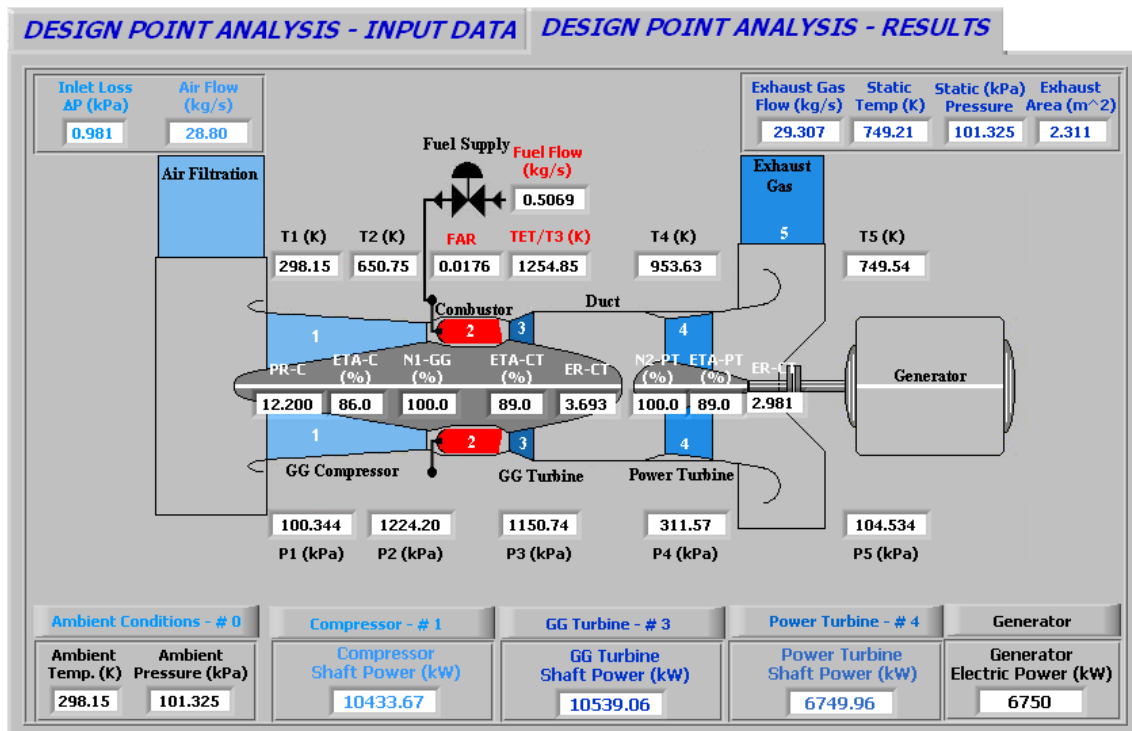


Figura 4. 9- Saída do software (MONTEIRO, 2010) com os Parâmetros de Desempenho da Turbina SGT-200.

4.6.1.1 – Análise do Resultado

Por meio da temperatura de exaustão (T_5), fornecido pelo fabricante, e exibido na Tabela 2.9, foi possível calcular a diferença percentual entre o resultado do modelo computacional e o fornecido pelo fabricante. Esta foi de 2%, como mostrado na Tabela 4.16 abaixo.

Tabela 4. 16 - Modelo x Turbina Real

	°C
T5 Real	466,00
T5 Modelo	476,54
Diferença Percentual	2%

4.7- Análise do Desempenho do Turbogenerador Nuovo Pignone da P-37

4.7.1- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás PGT-25

Tabela 4. 17 - Condições de Operação da PGT-25

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DA NUOVO PIGNONE: PGT - 25	
Parâmetros	Ponto Operacional da Turbina a Gás
Pressão Ambiente, P_{amb} (kPa)	101,325
Temperatura, T_{amb} (K)	298,15
Perda de Pressão no Duto de Entrada, Dp_e (kPa)	0,9810
Vazão em Massa, \dot{m} (kg/s)	67,5
Velocidade de Rotação da Geradora de Gás (GG), N_{GG} (%)	100,0
Razão de Pressão, r_c	17,9
Eficiência Isentrópica do Compressor, η_c (%)	86,0
PCI do Diesel (kJ/kg)	42600,0
Temperatura na Saída da CC, T_{tCC} , T_{t3} (K)	1445,70
Perda de Pressão na Câmara de Combustão, Dp_{CC} (%)	6,0
Eficiência da Câmara de Combustão, η_{CC} (%)	99,0
Vazão de Combustível, \dot{m}_F (kg/s)	1,450
Vazão dos Gases da Combustão, \dot{m}_{EG} (kg/s)	69
Eficiência Isentrópica da Turbina do Compressor, h_{CT} (%)	89,0
Eficiência Isentrópica da Turbina de Potência, η_{PT} (%)	89,0
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (PT), N_{PT} (%)	100,0
Perda de Pressão no Duto de Exaustão, Dp_s (kPa)	3,0398
Potência Líquida, PW_{TG} (kW)	22417
Eficiência Térmica da Turbina a Gás, η_{TG} (%)	36,29%

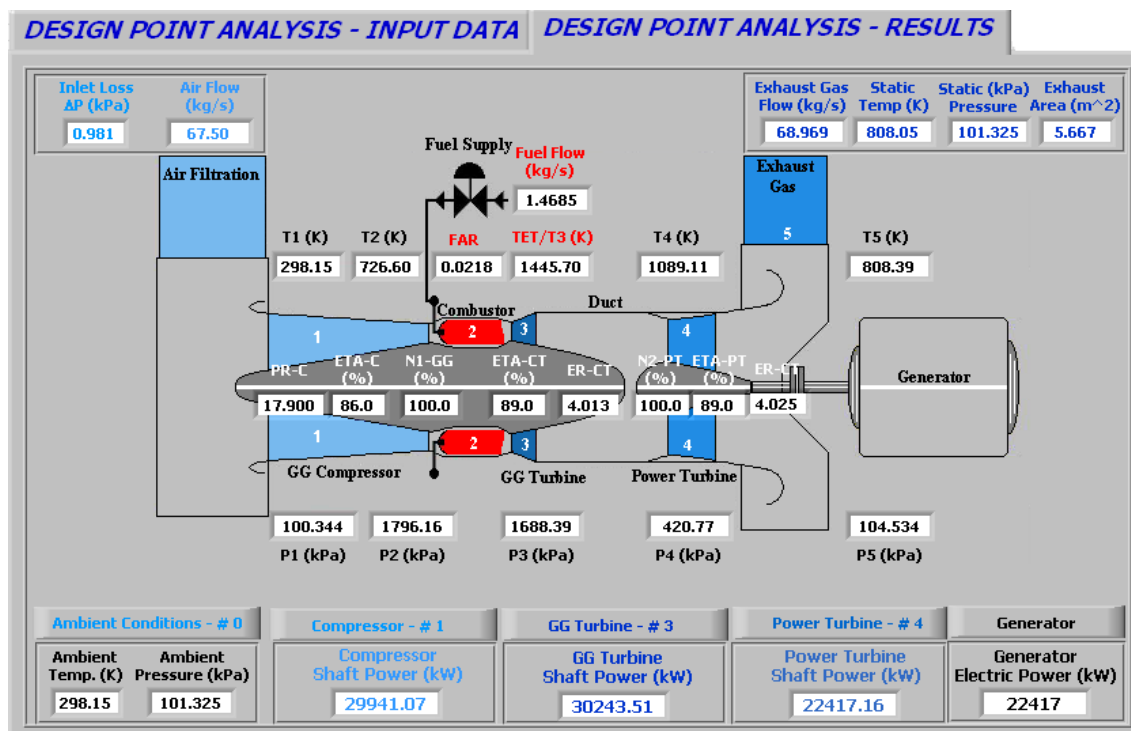


Figura 4. 10 - Saída do software (MONTEIRO, 2010) com os Parâmetros de Desempenho da Turbina PGT-25.

4.7.1.1 – Análise do Resultado

Por meio da temperatura de exaustão (T_5), fornecido pelo fabricante, e exibido na Tabela 2.10, foi possível calcular a diferença percentual entre o resultado do modelo computacional e o fornecido pelo fabricante. Esta foi de 2%, como mostrado na Tabela 4.18 abaixo.

Tabela 4. 18 - Modelo x Turbina Real

	°C
T5 Real	525,00
T5 Modelo	535,39
Diferença Percentual	2%

4.7.2- Simulação no Ponto de Projeto da Turbina a Gás PGT-25+

Tabela 4. 19- Condições de Operação da PGT-25+

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DA NUOVO PIGNONE: PGT-25+	
Parâmetros	Ponto Operacional da Turbina a Gás
Pressão Ambiente, P_{amb} (kPa)	101,325
Temperatura, T_{amb} (K)	298,15
Perda de Pressão no Duto de Entrada, Dp_e (kPa)	0,9810
Vazão em Massa, \dot{m} (kg/s)	82,5
Velocidade de Rotação da Geradora de Gás (GG), N_{GG} (%)	100,0
Razão de Pressão, r_c	21,5
Eficiência Isentrópica do Compressor, η_c (%)	86,0
PCI do Diesel (kJ/kg)	42600,0
Temperatura na Saída da CC, T_{tCC} , T_{t3} (K)	1511,7
Perda de Pressão na Câmara de Combustão, Dp_{CC} (%)	6,0
Eficiência da Câmara de Combustão, η_{CC} (%)	99,0
Vazão de Combustível, \dot{m}_F (kg/s)	1,7904
Vazão dos Gases da Combustão, \dot{m}_{EG} (kg/s)	84
Eficiência Isentrópica da Turbina do Compressor, η_{CT} (%)	89,0
Eficiência Isentrópica da Turbina de Potência, η_{PT} (%)	89,0
Velocidade de Rotação da Turbina de Potência (PT), N_{PT} (%)	100,0
Perda de Pressão no Duto de Exaustão, Dp_s (kPa)	3,0398
Potência Líquida, PW_{TG} (kW)	30226
Eficiência Térmica da Turbina a Gás, η_{TG} (%)	39,63%

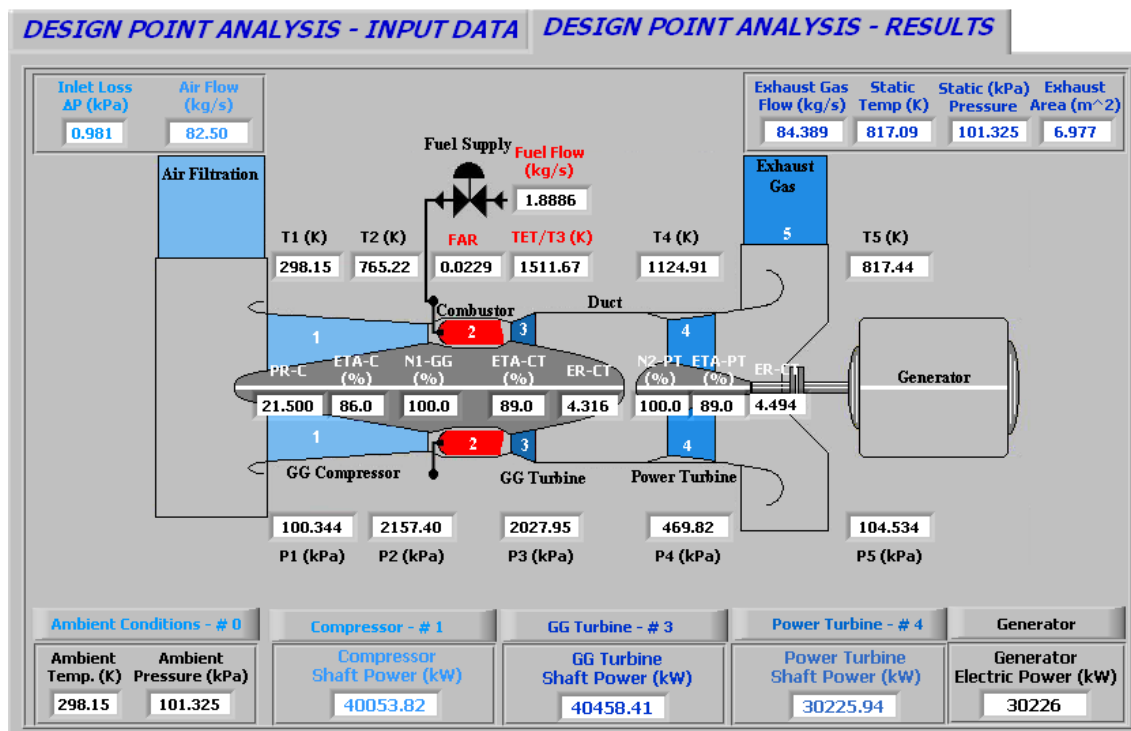


Figura 4. 11 - Saída do software (MONTEIRO, 2010) com os Parâmetros de Desempenho da Turbina PGT-25+.

4.7.2.1 – Análise do Resultado

Por meio da temperatura de exaustão (T_5), fornecido pelo fabricante, e exibido na Tabela 2.11, foi possível calcular a diferença percentual entre o resultado do modelo computacional e o fornecido pelo fabricante. Esta foi de 8%, como mostrado na Tabela 4.20 abaixo.

Tabela 4. 20 - Modelo x Turbina real

	°C
T5 Real	500,00
T5 Modelo	544,44
Diferença Percentual	8%

5- CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

No presente trabalho foi estudado o modelo termodinâmico de turbinas a gás em operação nas plataformas na Bacia de Campos. Por serem máquinas cruciais para a operacionalidade das plataformas, a inspeção para evitar paradas não programadas deve ser rotineira.

A inspeção dessas máquinas se dá por meio de uma análise de desempenho que oferece informações para o acompanhamento da condição dessas máquinas. Para isso, como pesquisa inicial foi abordado no Capítulo 2 os Softwares utilizados por diversos fabricantes para simular as condições das Turbinas a Gás. Além disso, no mesmo capítulo, por meio de um estudo de campo nas plataformas em questão, verificaram-se quais as turbinas seriam estudadas no presente trabalho.

Após o mapeamento das turbinas em operação na Bacia de Campos foram abordados as propriedades de estagnação e o modelo termodinâmico de cada parte da turbina a gás (compressor, câmara de combustão, turbina do compressor e turbina de potência). Por meio desse estudo foi possível realizar uma análise de desempenho, no Ponto de Projeto, das turbinas a gás em questão.

A análise no Ponto de Projeto tem como fim identificar todos os parâmetros de desempenho da turbina a gás que não são fornecidos pelos fabricantes por razões sigilosas. Para isso, fez-se uso da ferramenta computacional desenvolvida por MONTEIRO, U.A (2010), que simula o modelo termodinâmico da TG no Ponto de Projeto, por meio de alguns parâmetros. Assim, por meio de iterações, foi possível obter todas as condições operacionais das turbinas em questão.

Contudo, como pode ser visto no estudo de casos (Capítulo 4), em algumas simulações foram encontradas grandes diferenças entre o modelo computacional utilizado e a turbina a gás real. Isso pode ser acarretado pelas estimativas que tiveram que ser feitas sem uma ferramenta automatizada, onde variou-se manualmente apenas um parâmetro.

Por isso, como proposta de um projeto futuro, recomenda-se a execução de uma ferramenta computacional que fosse executada de forma automática todas as possíveis combinações dos parâmetros que forneçam a temperatura de exaustão e potência da turbina exata.

6- REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- CARVALHO, H. M. (2006), Desenvolvimento de um Modelo Matemático para Avaliação de Desempenho de Turbinas a Gás de um Eixo, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá.
- COHEN, H., ROGERS, G. F. C., SARAVANAMUTTOO, H., I., H. (1996), Gas Turbine Theory, Fourth.
- ERBES M., GAY R., GATE/CYCLE predictions of the *off*-design performance of combined-cycle power plants, Presented at the Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers, 10-15 December, San Francisco, CA, 1989.
- GATE/CYCLE, 1995, Users' guide developed by Enter Software, Inc., for the Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA
- GE Energy, <<http://www.ge.com.br/>> Acesso em: Junho de 2011.
- GURBUX, S. A., GLENN B. G, (1990), A Proposed Kalman Filter Algorithm for Estimation of Unmeasured Output Variables for an F100 Turbofan Engine, NASA Technical Memorandum 4234.
- JABER, J. O., PROBERT, S. D., WILLIAMS, P. T., Gaseous fuels (derived from oil shale) for heavy-duty gas turbines and combined-cycle power generators, UK, 1998.
- MONTEIRO, U.A., 2010, Simulação Termodinâmica de Turbinas a Gás para Diagnóstico de Falhas, Tese de Doutorado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro.
- NASCIMENTO, M. A.R., The Selective Bleed Variable Cycle Engine, PhD Thesis, Universidade de Cranfield, 1992.
- PALMER C. A., ERBES M. R., PECHTL P. A., GATECYCLE performance analysis of the LM2500 gas turbine utilising low heating value fuels, ASME COGEN-TURBO, 7th Congress on Gas Turbines in Cogeneration and Utility, 21-23 September, Bournemouth, UK, 1993.
- PALMER J., The TURBOMATCH scheme for gas-turbine performance calculations, Universidade de Cranfield, UK, 1983.
- ROLLS ROYCE, < <http://www.rolls-royce.com/>> Acesso em: Junho de 2011.

SIEMENS, < <http://www.energy.siemens.com/entry/energy/br/pt/>> Acesso em: Junho de 2011.

SONNTAG E., R.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN J., G. Fundamentos da Termodinâmica. 6. ed. [S.l.]: Edgard Blücher, 2003.

SOLAR TURBINES, < <http://mysolar.cat.com/>> Acesso em: Junho de 2011.

STAMATIS, A. G., Evaluation of gas path analysis methods for gas turbine diagnosis, Department of Mechanical Engineering, University of Thessaly, Greece, 2010.

TROYMAN, A.C.R, Banco de Esquemas do Software AD-4 – Acompanhamento Dinâmico, LEDAV/Coppe/UFRJ, 1994.